



Design e controlo de sistema de armazenamento de frio inovador e de baixo custo

António Jorge Mendes da Rocha

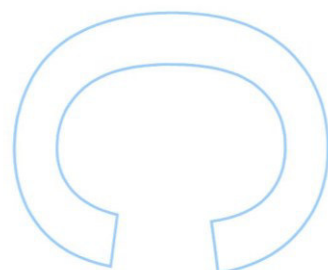
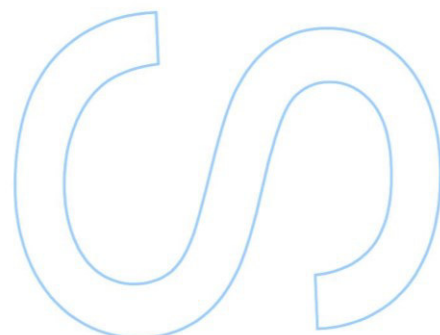
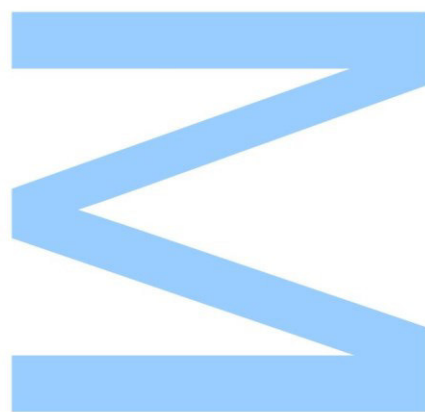
Mestrado Integrado em Engenharia Física
Departamento de Física e Astronomia
2017

Orientador

Prof. Dr. André Pereira (Faculdade de Ciências da Universidade do Porto)

Coorientador

Engº. José Lourenço (EWEN – Energy)

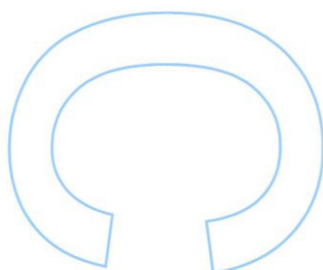
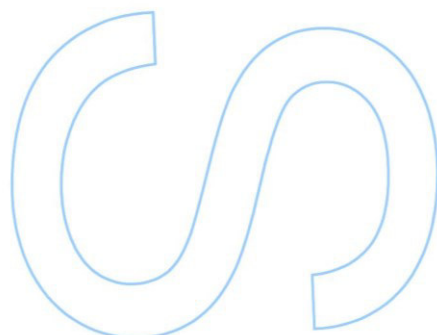
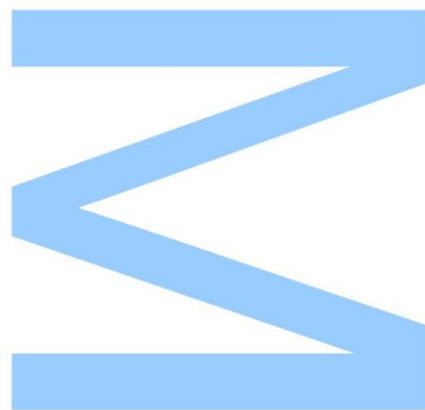




Todas as correções determinadas
pelo júri, e só essas, foram efetuadas.

O Presidente do Júri,

Porto, ____/____/____



UNIVERSIDADE DO PORTO

RELATÓRIO DE ESTÁGIO

Design e controlo de sistema de armazenamento de frio inovador e de baixo custo

Autor:

António ROCHA

Orientador:

Prof. Dr. André PEREIRA

Coorientador:

Eng. José LOURENÇO

*Relatório de estágio submetido no âmbito da conclusão
do Mestrado Integrado em Engenharia Física*

na

Faculdade de Ciências

Departamento de Física e Astronomia

EWEN - Soluções Globais em Energia e Ambiente, Lda

29 de setembro de 2017

"I seem to have been only like a boy playing on the seashore, and diverting myself in now and then finding a smoother pebble or a prettier shell than ordinary, whilst the great ocean of truth lay all undiscovered before me."

Sir Isaac Newton

Agradecimentos

Gostaria de aproveitar este relatório de conclusão do curso de Engenharia Física para agradecer a todos aqueles que me apoiaram e ajudaram no meu percurso escolar e académico, especialmente no momento do estágio.

Começo por agradecer aos meus orientadores Professor André Pereira e Engenheiro José Lourenço, por me terem apoiado e orientado, tentando passar-me sempre o seu conhecimento.

Quero agradecer à minha família pelo apoio incondicional e força que me transmitiram sempre.

Deixo uma palavra de apreço e agradecimento aos meus amigos e colegas de curso, por todo o companheirismo, amizade e momentos inesquecíveis que foram passados.

Aos colegas do IFIMUP-IN quero agradecer pelo conhecimento que partilharam comigo, muito útil na realização deste estágio.

Agradeço a toda a EWEN, em especial aos Engenheiros Luís Ribeiro e José Lourenço, pela oportunidade que me deram e pela atitude cordial e positiva que demonstram todos os dias.

À minha namorada, por todo o amor e por ter me apoiado incondicionalmente mesmo nos momentos mais difíceis.

Por fim, agradeço aos meus pais por todo o esforço incansável que fizeram e por me terem dado a oportunidade de me formar.

UNIVERSIDADE DO PORTO

Resumo

Faculdade de Ciências

Departamento de Física e Astronomia

EWEN - Soluções Globais em Energia e Ambiente, Lda

Mestrado Integrado em Engenharia Física

Design e controlo de sistema de armazenamento de frio inovador e de baixo custo

por António ROCHA

A gestão eficiente do consumo energético é cada vez mais um fator essencial e inerente a todos os setores da sociedade. Os bancos de gelo apresentam-se como uma solução fiável e reconhecida, que certamente terá um impacto crescente no futuro.

Os principais objetivos deste projeto passam por apresentar modelos que permitam estimar o custo específico e densidade energética da instalação de bancos de gelo, entender a relevância de determinadas variáveis na performance em carga do sistema e perceber qual a combinação de geometria e materiais a utilizar que minimiza o custo específico da instalação. Um outro aspeto vital no desenvolvimento deste projeto era a inclusão de um protótipo de sistema de monitorização para um banco de gelo, capaz de medir as propriedades de temperatura, caudal e carga do sistema. No decorrer do estágio foram realizadas tarefas que permitiram alcançar os objetivos traçados.

Começando pela seletividade de materiais e geometria, demonstrou-se que a combinação de geometria e material que apresentou menor custo específico e maior densidade energética foi o polietileno de alta densidade, num permutador de geometria tubular e linear. Para obter estes resultados criaram-se modelos numéricos utilizando elementos finitos nomeadamente utilizando o software COMSOL Multiphysics. Apesar de só se ter considerado o permutador de calor para o cálculo do custo específico, crê-se que o valor alcançado neste modelo permitirá construir bancos de gelo com valores muito abaixo dos praticados no mercado.

Construiu-se o sistema de monitorização capaz de recolher a informação do banco de gelo através de sensores ligados a um Arduino, informação essa que seria recebida e tratada por um servidor programado em Node.js, que, depois de ser enviada para uma base de dados MySQL era visualizada num relatório Power BI. Adicionaram-se ainda ao relatório Power BI funcionalidades de simulação de tarifários energéticos, diferentes perfis de carga, perfis de COP de *chiller* típicos de diferentes regiões climáticas bem como de diferentes tipos de bancos de gelo. Estas funcionalidades foram testadas criando dados fictícios num programa em Python. Assim sendo, a ferramenta final serviria não só para monitorização como para simulação, o que pode também ser importante para os clientes.

UNIVERSIDADE DO PORTO

Abstract

Faculdade de Ciências

Departamento de Física e Astronomia

EWEN - Soluções Globais em Energia e Ambiente, Lda

Master's Degree in Physical Engineering

Design e controlo de sistema de armazenamento de frio inovador e de baixo custo

by **António ROCHA**

The efficient management of energy consumption is increasingly an essential and inherent factor in all sectors of society. Ice banks present themselves as a reliable and recognized solution, which will certainly have a growing impact in the future.

The main goals of this project are to build models that allow to estimate the specific cost and energy density of an ice bank installation, to understand the relevance of certain variables in the load performance of the system and to understand which combination of geometry and materials minimizes the specific cost of the installation. Another vital aspect in the development of this project was the inclusion of a prototype monitoring system for an ice bank, capable of measuring the temperature, flow and load properties of the system. During this internship, various tasks were carried out to achieve the goals set.

Starting with the selectivity of materials and geometry, it was demonstrated that the combination of geometry and material that presented lower specific cost and higher energy density was the high density polyethylene, in a tubular and linear geometry for the heat exchanger. To obtain these results numerical models were created using finite elements software, namely COMSOL Multiphysics. Although only the heat exchanger was considered for the calculation of the specific cost, it is believed that the value reached in this model will allow the construction of ice banks with values well below those practiced in the market.

A monitoring system capable of collecting information from the ice bank through sensors connected to an Arduino was built. The collected information would be received and processed by a server programmed in Node.js which would then send it to a MySQL database. That data was then collected and visualized on a Power BI report. Power BI simulation features for different load profiles, typical chiller COP profiles of different climatic regions as well as different types of ice banks were also added to the Power BI report. These features were tested by creating fictitious data in a Python program. As such, the final tool would serve not only for monitoring but also for simulation, which may also be important for customers.

Conteúdo

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	ix
Conteúdo	xi
Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xvii
1 Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.1.1 Desafio energético	1
1.1.2 Armazenamento de energia térmica	3
1.2 Motivação	5
1.2.1 Modularidade	5
1.2.2 Custo específico	5
1.2.3 Sensorização e controlo	6
2 Estado da arte: sistemas de armazenamento de frio	7
2.1 Aspectos básicos da operação	7
2.2 Tanques de água arrefecida	8
2.3 Bancos de gelo	9
2.3.1 Geometrias de bancos de gelo	11
2.3.1.1 <i>Ice-on-tube</i>	11
2.3.1.2 Placas paralelas	12
2.3.1.3 Gelo encapsulado	13
2.4 PCMs	13
2.5 Comparação entre os diferentes tipos	15
2.6 Modelação e simulação de bancos de gelo	15
2.6.1 Modelo 1: <i>Development of computer program for simulation of an ice bank system operation</i>	16
2.7 Empresas do sector	17
2.7.1 Destaques	17

2.7.2	Problemas encontrados	18
2.8	Casos de estudo de aplicação de CTES	19
2.8.1	Tanque de água arrefecida: Central de trigeriação Expo'98, Lisboa, Portugal	19
2.8.2	Banco de gelo: Torre Abraj Atta'awuneya, Riade, Arábia Saudita	20
2.8.3	PCM: Fábrica de leite, Dorset, Reino Unido	21
2.9	Objetivos do projeto	22
3	Modelação e simulação	23
3.1	Descrição do <i>software</i> utilizado	23
3.1.1	Método dos elementos finitos	26
3.2	Geometria do permutador de calor	30
3.3	Materiais utilizados	32
3.4	Coeficiente de transferência de calor	34
3.5	Modelação em 3D	38
3.5.1	Geometria cilíndrica	39
3.5.2	Geometria cúbica	39
3.5.3	Funções definidas e materiais	39
3.5.4	Malha de simulação	41
3.5.5	Problemas encontrados	43
3.6	Modelo simplificado em 2D	45
3.6.1	Modelo 2D com simetria axial	46
3.6.2	Modelo 2D de secção normal	46
3.6.3	Sonda de fração de gelo	47
3.7	Resultados obtidos	49
3.7.1	Apresentação e discussão de resultados paramétricos	49
3.7.2	Apresentação e discussão de resultados dinâmicos	51
3.8	Validação dos resultados	52
4	Tratamento e apresentação de dados	55
4.1	Cálculos efetuados	56
4.2	Apresentação dos resultados	58
4.2.1	Microsoft Power BI	59
4.2.2	Relatório em Power BI	59
5	Sistema de refrigeração	63
5.1	Compressor	64
5.2	Bomba de água	66
5.3	Permutador de calor	69
6	Sistema de monitorização	71
6.1	Princípios de funcionamento	72
6.2	Elementos sensores	73
6.2.1	Temperatura	75
6.2.2	Caudal	76
6.2.3	Nível de água	76
6.3	Placas Arduino	77
6.3.1	Introdução ao Arduino	77
6.3.2	Arduino Duemilanove e <i>Shield Ethernet</i>	79

6.3.3	Circuito eletrônico	81
6.3.4	Código utilizado	82
6.4	Servidor <i>web</i>	83
6.4.1	Código utilizado	84
6.5	Base de dados MySQL	89
6.6	Relatório em Power BI	89
6.6.1	Código de geração de dados	90
6.6.2	Estrutura do relatório Power BI	95
6.6.3	Query utilizada	96
6.6.4	Tratamento de dados	98
6.6.5	Apresentação final dos dados	99
7	Conclusão e trabalho futuro	107
7.1	Conclusão	107
7.2	Trabalho futuro	108
A	Apêndice A	111
B	Apêndice B	113
C	Apêndice C	117
C.1	Convecção em regime laminar	117
C.2	Convecção em regime turbulento	120
C.3	Convecção em escoamento externo	121
C.3.1	Escoamento cruzado em cilindro	122
C.3.2	Escoamento cruzado em conjunto de tubos	122
D	Apêndice D	125
D.1	Módulo de transferência de calor em fluídos	125
D.2	Módulo de escoamento laminar	129
	Bibliografia	133

Lista de Figuras

1.1	Repartição da geração de energia em 2016 e 2015 (CITAR REN).	3
1.2	Exemplo de bancos de gelo da Calmac[1].	4
2.1	Perfis de descarga para fusão interna (lado esquerdo) e fusão externa (lado direito)[2].	12
2.2	Exemplo de aplicação de armazenamento de frio passivo com PCMs da PCM Products[3].	14
2.3	Banco de gelo IceBear da Ice Energy[4].	18
2.4	Esquema da rede de distribuição de água quente e fria da central de trigeriação, através do Parque das Nações em Lisboa[5].	20
3.1	Interface gráfica do <i>software na criação de um modelo</i> .	24
3.2	Sobreposição de funções de base em nodos vizinhos.	29
3.3	Temperatura de fusão de uma solução aquosa de etileno de glicol[6].	33
3.4	Propriedades de uma solução aquosa de etileno de glicol em função da temperatura: (A) densidade; (B) viscosidade dinâmica; (C) calor específico e (D) condutividade térmica[6].	34
3.5	Geometria cilíndrica do permutador de calor do banco de gelo.	39
3.6	Geometria cúbica do permutador de calor do banco de gelo.	40
3.7	Malha de simulação em secção plana de tubo do permutador. Notar a malha na camada limite (faces quadrilaterais e de menor dimensão).	42
3.8	Malha de simulação de um elemento do permutador.	43
3.9	Geometria do modelo 2D com simetria axial (a azul está representada a água e a vermelho o gelo, no final da carga).	47
3.10	Geometria do modelo 2D de secção normal (a azul está representada a água e a vermelho o gelo, no final da carga).	48
3.11	Raio médio final de gelo num tubo DN20 em função de diferentes parâmetros: (A) condutividade térmica do tubo; (B) temperatura da água glicolada; (C) espessura do tubo e (D) velocidade da água glicolada.	50
3.12	Raio médio de gelo em função do tempo para diferentes condições: (A) regime laminar num tubo DN20; (B) regime turbulento num tubo DN20; (C) regime laminar num tubo DN15 e (D) regime turbulento num tubo DN15.	53
3.13	Raio médio de gelo em função do tempo obtido pela equação 3.24 para diferentes condições: (A) regime laminar num tubo DN20; (B) regime turbulento num tubo DN20; (C) regime laminar num tubo DN15 e (D) regime turbulento num tubo DN15.	54
4.1	Secção complanar na geometria cúbica.	57
4.2	Secção complanar na geometria cilíndrica.	58
4.3	Relatório para visualizar custo específico.	61
5.1	Representação do fator de Darcy em função do número de Reynolds[7].	67

5.2	Curvas de operação da bomba de água modelo BM 3A-6 - 10781906 da Grundfos[8].	68
6.1	Fluxograma de informação no sistema de monitorização. As descrição entre parêntesis e itálico, nos elementos sensores, referem-se ao código do sensor em questão.	72
6.2	Esquema do circuito inerente ao banco de gelo com a posição dos elementos sensores.	74
6.3	Esquema de ligação do sensor DS18B20.	75
6.4	Esquema representativo de circuito de alarme de nível da água.	77
6.5	Placa Arduino Duemilanove.	79
6.6	Esquema do <i>pinout</i> do Arduino Duemilanove.	80
6.7	<i>Shield</i> Ethernet W5100.	81
6.8	Esquema representativo da evolução dos estados do banco de gelo.	87
6.9	Página <i>web</i> utilizada para mudar parâmetros do banco de gelo através do <i>browser</i>	88
6.10	Exemplo de dados diários em descarga de fusão externa: (A) temperatura da água à entrada do banco de gelo; (B) temperatura da água à saída do banco de gelo; (C) temperatura da água no interior do banco de gelo; (D) temperatura da água à saída do sistema exterior; (E) potência de carga do banco de gelo e (F) potência de descarga do banco de gelo.	91
6.11	Exemplo de dados diários em descarga de fusão interna: (A) temperatura da água à entrada do banco de gelo; (B) temperatura da água à saída do banco de gelo; (C) temperatura da água no interior do banco de gelo; (D) temperatura da água à saída do sistema exterior; (E) potência de carga do banco de gelo e (F) potência de descarga do banco de gelo.	93
6.12	Restantes perfis diários dos parâmetros gerados, que são invariantes com o tipo de descarga: (A) caudal de operação; (B) taxa de variação do nível da água do tanque; (C) nível da água do tanque e (D) carga do banco de gelo.	94
6.13	Diferentes perfis do sistema exterior para ambas os perfis de descarga do banco de gelo: (A) sistema exterior com fusão externa fusão externa e (B) sistema exterior com fusão interna.	94
6.14	Janela do <i>Query Editor</i> do Power BI.	97
6.15	Página de apresentação do relatório.	100
6.16	Página de apresentação de algumas medidas, gráficos de poupança (de dinheiro e energia) em função do período temporal, tarifário energético e perfil de COP.	102
6.17	Funcionalidade de <i>drill down</i> : (A) poupanças de dinheiro e energia agrupadas por meses e (B) poupanças de dinheiro e energia agrupadas por dias do mês.	103
6.18	Página de apresentação dos dados da carga térmica do sistema exterior.	104
6.19	Página de apresentação dos dados dos vários alertas lançados.	106
A.1	Passos para a construção da geometria cilíndrica no COMSOL.	111
A.2	Ilustração dos passos descritos na figura A.1.	112
B.1	Passos para a construção da geometria cúbica no COMSOL.	113
B.2	Ilustração dos passos descritos na figura B.1.	115
C.1	Balanço térmico num elemento infinitesimal de tubo.	117

Lista de Tabelas

2.1	Tabela de comparação com alguns dos principais pontos de avaliação de sistemas de armazenamento de frio[9].	15
3.1	Parametrização da geometria do permutador	31
3.2	Materiais considerados para a constituição do permutador.	32
3.3	Parametrização utilizada no modelo, válida para ambas as geometrias.	38

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

1.1.1 Desafio energético

É consensual nos vários sectores da nossa sociedade que no início do séc. XXI, os efeitos de uma crise energética (e ambiental) tem vindo a agravar-se e a ser progressivamente notórios no dia-a-dia, na economia e na tecnologia. Como tal, tem sido prática comum dos governos dos países europeus apostar em fontes de energia alternativas e renováveis[10], reaproveitamento de energia e redução de custos no sector - o sector energético em Portugal é reflexo disso mesmo. Em geral, iniciativas de otimização energética têm vindo a tomar uma relevância que não se verificava há algumas décadas atrás. As empresas deste sector de atividade, denominadas por Empresas de Serviços Energéticos (*Energy Service Company*, ESCo) começaram a surgir no final dos anos 70 e foram se instalando na maioria dos países europeus até ao início dos anos 90[11] e tem vindo a ver o seu volume de negócios crescer, apesar da maior competição dentro do sector. Estas empresas, com uma estratégia empresarial algo inovadora para a altura em que surgem, oferecem aos clientes uma vasta gama de soluções globais de energia. Em primeiro lugar analisam a infraestrutura energética do cliente, tentando posteriormente pôr em prática planos de redução e monitorização de custos com energia, garantindo um determinado período de *payback*. Neste tipo de prática, enquadra-se o armazenamento de energia térmica (*Thermal Energy Storage*, TES) que pode se tornar útil de várias formas, dependendo da aplicação e dependendo do tipo de TES implementado. Uma situação típica em que a implementação de sistemas TES pode-se tornar vantajosa é a de empresas que utilizam tarifas de eletricidade com preços mais elevados nas horas de maior consumo: em horas de pico de utilização, o preço

pode chegar a ser praticamente o dobro do que nas horas de menor utilização[12]. Nestes casos, pode ser interessante mover parte da carga energética de determinada atividade para horas de menor consumo, o que pode ser alcançado com sistemas TES[13].

Estas tarifas de energia seguem uma tendência na qual o preço da energia aumenta nas horas do dia de maior consumo e também segue esta política numa distribuição anual, dividindo o ano em período trimestrais. A implementação destes tarifários visa amenizar os picos de consumo energético, diluindo o consumo mais uniformemente ao longo do dia (e do ano). Esta redução de picos de consumo têm duas consequências positivas, diretamente associadas uma à outra:

- **Fator estrutural:** nos períodos em que a rede elétrica está mais carregada (picos de potência), a potência requerida pela rede pode-se começar a aproximar da capacidade nominal desta, podendo levar a cortes nos casos mais extremos. Tal tem vindo a ser mais comum nos últimos anos nos verões regiões de climas muito quentes como a Califórnia e o sul da Austrália. A redução dos picos de potência pode evitar situações destas, e ainda reduzir o número de centrais elétricas necessárias à operação da região, dado que algumas centrais tem apenas como função responder a picos de carga;
- **Fator ambiental:** uma das principais limitações das fontes de energia renovável mais comuns é o facto de a quantidade de energia produzida por estas nem sempre poder aumentar quando a demanda é maior. Logo, estas nem sempre podem acompanhar os picos de potência da rede nos dias de maior consumo. Se reduzirmos os picos de potência e diluirmos o consumo mais uniformemente ao longo do dia e do ano, estaremos a consumir mais energia de fonte renovável e a abrir espaço para que estas tomem cota no sector. Estaremos então, ainda que indiretamente, a reduzir as emissões de gases de efeito de estufa, resultantes da produção de energia com combustíveis fósseis, que é a fonte de maior cota nos períodos de maior carga da rede.

Em Portugal, como se pode ver na figura 1.1, os dados da REN - Redes Energéticas Nacionais[14] revelam que a maior parte da produção de energia nacional já provém de fontes renováveis (47% em 2015 e 57% em 2016) e mesmo nos períodos de pico, a fatia de energia renovável já é a maior, nomeadamente a energia proveniente das albufeiras. No entanto, esta não é a tendência verificada no resto do mundo, nomeadamente nos países em desenvolvimento, nos quais ainda se depende bastante dos combustíveis fósseis, fazendo com que o fator ambiental referido acima tenha maior relevância.

REPARTIÇÃO DA PRODUÇÃO GENERATION

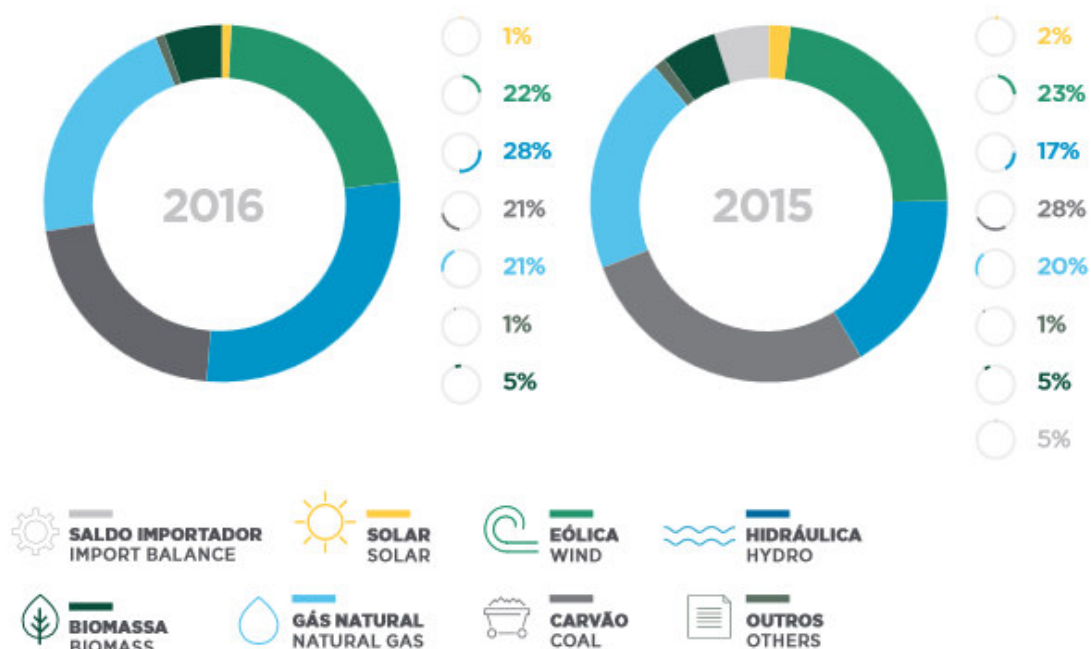


FIGURA 1.1: Repartição da geração de energia em 2016 e 2015 (CITAR REN).

1.1.2 Armazenamento de energia térmica

Os sistemas TES permitem armazenar energia térmica (que pode ou não ser de excesso) para uso posterior, substituindo total ou parcialmente o consumo de energia elétrica para determinada atividade. Funcionam fundamentalmente como baterias térmicas e o que define o seu tipo de aplicação é a temperatura (ou gama de temperaturas) na qual se dá a acumulação de energia. Por exemplo, enquanto alguns tipos de TES funcionam sazonalmente, acumulando calor em rochas durante o verão para aquecimento no inverno, outros tipos de TES têm ciclos diários de funcionamento, acumulando calor durante o dia em telhas que posteriormente libertam à noite enquanto a temperatura ambiente decresce. Ainda assim, o tipo de TES mais comum é um que existe em muitas casas portuguesas: o termoacumulador de água (ou cilindro de aquecimento).

Os exemplos descritos acima tem como aplicação o aquecimento de sistemas, sejam eles casas, AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) ou água. No entanto, o tipo de TES que tem recebido mais atenção no mercado é o de armazenamento de frio para refrigeração, nomeadamente bancos de gelo (figura 1.2) e depósitos de água arrefecida. Enquanto que nos processos de armazenamento para aquecimento, a temperatura de operação no TES deve ser



FIGURA 1.2: Exemplo de bancos de gelo da Calmac[1].

superior à do sistema no qual se tua, no TES para arrefecimento deve-se ter uma temperatura de operação inferior.

Desta forma, apesar de, teoricamente, o mesmo sistema TES poder exercer aquecimento ou arrefecimento, dependendo apenas da aplicação, são as aplicações em arrefecimento que existem em maior número. Tal deve-se ao facto de que a procura de mercado no arrefecimento estar a crescer a um ritmo mais intenso do que no aquecimento: países em desenvolvimento com uma classe média a aparecer como a China, Índia, Nigéria e Indonésia estão sobretudo em regiões de climas quentes, o que faz com a procura para arrefecimento doméstico e comercial tenha vindo a crescer exponencialmente.

Na União Europeia, apesar de o aquecimento contar com uma fatia maior do consumo energético anual, os gastos em aquecimento estão a decrescer e os gastos em arrefecimento estão a aumentar. Esta tendência tende a acentuar-se com alterações climáticas que se fazem também sentir no velho continente. Isto vem reforçar a importância de sistemas mais eficientes, energética e financeiramente, no que ao arrefecimento toca.

Os sistemas de TES podem se classificar não só pela aplicação (aquecimento - *Hot* TES ou HTES - ou arrefecimento - *Cold* TES ou CTES) mas também pelo tipo de armazenamento. Os dois tipos mais típicos são os de armazenamento latente e os de armazenamento sensível. Estes últimos armazenam energia em meios devido à variação de temperatura destes. Logo a energia acumulada será proporcional ao calor específico do meio. Nos sistemas de armazenamento latente, a energia é acumulada na transição de fase do material, pelo que será proporcional ao calor latente.

1.2 Motivação

Como referido na secção anterior, são diversos os tipos de sistemas de armazenamento de frio, contando com diferentes formas de classificação. São extensas também as aplicações destes e crescentes em número. No entanto, existem fatores comuns na maior parte dos tipos de sistemas TES de frio, sendo que alguns deles podem ser considerados problemas ou condicionantes à sua utilização.

1.2.1 Modularidade

O problema da modularidade pode bem ser ilustrado através de um exemplo prático que é relativamente comum e condiciona a instalação de sistemas TES. Por diversas vezes, quando se pretende instalar um sistema TES para funcionar aliado a um sistema AVAC de um certo edifício, o local da instalação é no topo do edifício ou na sua cave, quando a estrutura de betão não permite que seja no topo. Tal acontece dado que os *chillers* do sistema AVAC encontram-se aí e o sistema TES deve ficar ligado e próximo destes componentes. Desta forma, a falta de sistemas TES compostos por pequenos módulos fáceis de transportar apresenta-se uma condicionante à sua instalação, aumentando o tempo desta, os recursos humanos necessários para a efetuar e os seus custos associados.

1.2.2 Custo específico

Aquando do design de um sistema TES, existem várias variáveis a ter em consideração que afetam o produto final. Uma das características mais importantes a considerar no design (e escolha) de um sistema TES é a carga total, E : a energia térmica que o sistema TES consegue acumular. A carga total condicionará o tipo de aplicação que se pode dar ao sistema TES bem como as poupanças consequentes. Uma das outras condicionantes óbvias na escolha de um TES é o preço de instalação, C_i e posterior manutenção. Desta forma, pode se definir uma outra variável à custa destas duas: o rácio entre o preço de instalação e a carga total - o custo específico, C_e :

$$C_e = \frac{C_i}{E} \quad (1.1)$$

Desta forma, sabe-se efetivamente o preço do sistema por unidade de energia que acumula (€/kWh) e é possível efetuar comparações entre diferentes sistemas.

O custo específico dos diversos sistemas TES é regra geral elevado. É uma das principais motivações deste projeto a crença de que é possível, fazendo um design adequado, instalar sistemas TES contendo um custo específico menor do que o geralmente praticado.

1.2.3 Sensorização e controlo

Numa era marcada pela revolução da *Internet of Things*, é de admirar que ainda existam algumas lacunas na indústria de sistemas TES no que respeita à sensorização e posterior controlo de dados. Por outras palavras, muitos dos sistemas TES presentes no mercado não apresentam interfaces gráficas na *web* que possam ser facilmente analisadas e controladas pelos utilizadores. Existe também, de certa forma, algumas falhas na sensorização que é feita aos sistemas TES pelo que existe uma margem clara de progressão no produto nestes sentidos.

Capítulo 2

Estado da arte: sistemas de armazenamento de frio

Como referido no capítulo anterior, existem variados tipos de sistemas de armazenamento de frio, os quais se podem classificar de diferentes formas. Cada tipo de sistema de armazenamento de frio terá determinadas características, em função do seu design, que o talham para um certo tipo de aplicações. Neste capítulo, 3 tipos de sistemas de armazenamento de frio serão reportados: tanques de água arrefecida, bancos de gelo e *Phase Change Materials* (PCMs). Será dado mais ênfase a bancos de gelo, sendo que estes são o foco do estágio.

2.1 Aspetos básicos da operação

Apesar de este tipos de sistemas apresentarem algumas diferenças nos seus modos de operação, alguns componentes destes mantêm-se invariantes em todos os sistemas. Todos estes sistemas precisam de um *chiller*, para arrefecer o refrigerante primário. Este material que é refrigerado pode ser, tipicamente, um hidroclorofluorocarboneto (HCFC) ou fréon, água glicolada ou até água. Como seria de esperar, sistemas de HCFC e água glicolada operam a temperaturas abaixo de 0°C e sistemas com água operam a temperaturas superiores. Um dos fatores a ter em consideração, para além da temperatura de operação do refrigerante, é a eficiência do *chiller* utilizado. A eficiência do *chiller* pode ser quantificada pelo coeficiente de performance, *COP*, que é o rácio entre a potência térmica útil obtida pelo sistema, P_u , e a potência elétrica que lhe é fornecida, P_f :

$$COP = \frac{P_u}{P_f} \quad (2.1)$$

O tipo de *chiller* utilizado deverá ser selecionado de acordo com tipos de refrigerantes e temperaturas de operação. O *COP* do *chiller* varia também com a temperatura de operação, para o mesmo refrigerante: tipicamente, para temperaturas de operação mais elevadas, o *COP* é maior[13].

Pode-se separar a operação de um sistema de armazenamento de frio em duas fases distintas: a fase de carga e a fase de descarga. Na fase de carga, o *chiller* retira calor ao refrigerante primário, acumulando frio dessa forma. Essa energia térmica de frio acumulada é denominada por carga do sistema. A fase de descarga utiliza o total da carga acumulada para arrefecer um dado sistema exterior, em que o fluxo de calor dá-se do meio refrigerado para o refrigerante primário.

O funcionamento base de um sistema de armazenamento de frio é análogo a uma bateria elétrica. Diferem apenas no tipo de energia transferida e nos processos de transferência envolvidos. Dadas essas semelhanças, estes sistemas também são apelidados de baterias térmicas.

Outros dois componentes que são transversais aos diferentes tipos de sistemas de armazenamento de frio são o meio acumulador de frio e o sistema exterior a refrigerar. Tipicamente, os meios acumuladores de frio são inseridos em tanques (pressurizados ou não) e é onde se dá o processo de carga: o meio acumulador está ligado ao *chiller*, nesta fase de operação. O sistema exterior a refrigerar entra no processo de descarga, no qual é ligado ao meio acumulador.

Dados estes aspetos básicos da operação de sistemas de armazenamento de frio, pode-se partir para uma análise mais detalhada dos 3 tipos de sistemas já enunciados.

2.2 Tanques de água arrefecida

Estes sistemas de armazenamento de frio caracterizam-se por a carga ser proporcional à variação de temperatura $\Delta T = T_h - T_L$, em que T_h é a temperatura inicial e T_L é a temperatura final, no processo de carga. Dessa forma, a energia que é possível acumular pelo sistema é de:

$$E = m \int_{T_L}^{T_h} C_p(T) dT \quad (2.2)$$

Em que $C_p(T)$ e m são a capacidade térmica isobárica e a massa do meio acumulador (água), respetivamente. No processo de descarga, a temperatura da água sobe de T_L para T_H , recebendo calor do sistema exterior. A temperatura T_H é denominada pela temperatura de carga e a temperatura T_L é denominada por temperatura de descarga.

Tipicamente, as temperaturas de operação são cerca de 12°C para T_H e 4°C para T_L [13],[9]. A água fria é ligada a um *chiller* responsável sobretudo pelo processo de carga, e arrefecida nesta; no processo de descarga, a água fria entra em contacto direto com o sistema exterior a refrigerar e aumenta a sua temperatura. Desta forma, a água atua como meio acumulador e como meio permutador de calor (refrigerante), o que o faz diferir de outros sistemas em que o meio refrigerante e o meio acumulador são distintos.

A água fria contida nos tanque fica termicamente estratificada na direção vertical. Esta estratificação ocorre naturalmente[15] ou pode ser implementada, através de membranas[16] para melhorar a eficiência do sistema. Quando acontece naturalmente, a estratificação dá-se devido à variação da densidade com a temperatura.

Estes sistemas têm, tipicamente, valores de COP superiores a outras técnicas[13],[9]. Tal deve-se à temperatura de operação estar numa gama mais elevada do que outros sistemas, traduzindo-se numa diferença de temperaturas mais baixa entre o ambiente e o refrigerante, tornando o processo de refrigeração mais eficiente: esta afirmação pode ser vista como um corolário da 2ª lei fundamental da Termodinâmica.

Outra questão tipicamente inerente a este tipo de sistemas é requererem tanques de volumes elevados para armazenar determinada quantidade de energia, em comparação com outros tipos de sistemas, o que pode ser uma condicionante. Também tem a questão de, para manter a estratificação térmica da água, é necessário que o tanque esteja bem isolado mecanicamente. No entanto, TES com tanques de água arrefecida tornam-se muito mais baratos e apresentam menos problemas de manutenção quando a carga térmica requerida pelo sistema exterior é elevada. São normalmente utilizados na indústria alimentar, alguns sistemas AVAC e, por vezes, em centrais de trigeriação: o tanque de água arrefecida na central de trigeriação construída aquando da Expo'98 em Lisboa foi o maior da Europa na altura em que foi construído.

2.3 Bancos de gelo

Neste tipo de sistemas, como o próprio nome indica, o meio acumulador é o gelo, armazenado em tanques (daí banco de gelo). Os bancos de gelo utilizam o elevado calor latente do gelo para armazenar energia à temperatura de fusão da água. Desta forma, dado que o processo de

fusão é endotérmico e o processo contrário (solidificação) é exotérmico, o banco de gelo pode funcionar uma vez mais como uma bateria térmica.

Dado que para gerar gelo é necessário um fluido operacional a temperaturas negativas, utiliza-se normalmente HCFCs ou água glicolada (solução de água e etilenoglicol ou propilenoglicol). O fluido é refrigerado num *chiller* específico para cada fluido e transfere/recebe calor com a água/gelo no tanque por via de um permutador de calor, sendo que este pode tomar vários tipos de geometrias. Na fase de descarga, o sistema exterior é ligado ao banco de gelo. Durante o modo de carga, a água glicolada circula entre o *chiller* onde arrefece depois de aquecer no banco de gelo, ao receber energia do gelo/água. Durante o ciclo de descarga, a água glicolada passa pelo o sistema exterior e aquece, passando depois pelo *chiller* para a manter à temperatura que maximiza o seu *COP*. Depois, antes de chegar ao banco de gelo, o circuito diverge por um *bypass* para que à saída do banco de gelo, a água glicolada mais fria se possa misturar com a que vem do *chiller*. Esta mistura é imposta por uma válvula reguladora de temperatura e é feita na proporção que impõe uma temperatura à mistura que é ditada pela potência a fornecer ao sistema exterior - quanto maior a potência de descarga necessária, menor a temperatura da mistura. Esta mistura segue depois de volta para refrigerar o sistema exterior. O controlo da potência de descarga fornecida pode ser otimizado também por sistemas centralizados que controlam vários parâmetros de operação do sistema: abertura da válvula do *bypass*, caudal da mistura, entre outros.

Para o banco de gelo operar eficazmente, é necessário que haja distribuição uniforme da massa de gelo ao longo de todo o tanque[17],[18]. O percurso do refrigerante no permutador de calor dentro do tanque é bastante longo: chega facilmente às centenas de metros, mesmo em sistemas pequenos. Desta forma, pode haver uma queda de temperatura significativa entre a entrada e saída da água glicolada. Esta diferença de temperaturas traduz-se numa taxa de formação de gelo que varia ao longo do permutador de calor. Consequentemente, para um determinado período de carga, pode não ser atingida a carga total nominal do sistema.

Para tornar uniforme a distribuição de gelo utiliza-se um agitador: um dispositivo que gera um movimento da água ao longo do banco de gelo para uniformizar a sua temperatura. Dada esta razão, deve existir sempre algum espaço livre para a água circular, mesmo quando o tanque está na carga total nominal. Para impedir que exista falta de espaço para a água circular no tanque de gelo, utilizam-se permutadores de calor em que o fluxo de água glicolada se dê de forma contra-corrente.

Outra forma de uniformizar a taxa de formação de gelo no permutador de calor é através

da paralelização do permutador de calor. Isto consiste na divisão do permutador em módulos ligados em paralelo a coletores, de forma a que o percurso da água glicolada seja diminuído. Dado que esta solução exige um maior caudal à bomba de água glicolada o número de módulos não deve ser muito elevado para não requerer à bomba demasiada potência.

Bancos de gelo estão bastante presentes no mercado em sistemas AVAC, indústria alimentar e até mesmo para aplicações comerciais, dada a sua versatilidade. Para o mesmo volume de tanque, um banco de gelo apresenta uma densidade energética bastante superior à de um tanque de água arrefecida. No entanto, a escalas bastante elevadas, um sistema de água fria pode revelar-se mais económico. Ainda assim, a densidade energética dos bancos de gelo pode chegar a ser 10 vezes superior[9]. Requerendo um espaço menor, a facilidade de instalação e manutenção é bastante maior.

2.3.1 Geometrias de bancos de gelo

Estão disponíveis no mercado bancos de gelo com diversas geometrias que diferem fundamentalmente nos permutadores de calor: permutadores tubulares em que o gelo forma-se radialmente à volta dos tubos e o refrigerante flui no interior destes e permutadores de placas paralelas, em que o refrigerante flui dentro das placas e o gelo forma-se no exterior das mesmas. O outro tipo comum de geometria de bancos de gelo são tanques que contêm gelo encapsulado em esferas de dados polímeros - neste caso e, teoricamente, as esferas no seu todo podem ser vistas como o permutador de calor.

2.3.1.1 *Ice-on-tube*

Os bancos de gelo *ice-on-tube* possuem tanques cilíndricos ou paralelepípedicos, em que os permutadores de calor consistem em séries tubos interligados, dispostos de tal forma que o seu comprimento pode atingir mais de 1km dentro do tanque, para um tanque de dimensões típicas de alguns metros (diâmetro ou largura/comprimento e altura). Os tubos podem estar em forma de *coils* ou em disposto em *arrays* retos.

Dependendo do meio refrigerante (HCFC/água glicolada ou a água do tanque), ter-se-á tipos de descarga diferentes, ilustrados na figura 2.1, fusão interna ou fusão externa, respetivamente:

- **Fusão externa:** tipicamente o meio refrigerante é a própria água do tanque, que retorna do sistema exterior a uma temperatura mais elevada. Esta água de retorno derrete o gelo que está em contacto com o tubo, mas fá-lo pelo lado exterior, isto é, pelo lado que não

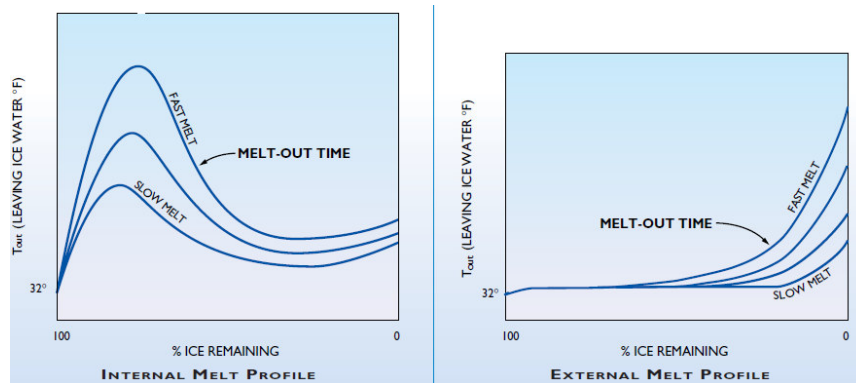


FIGURA 2.1: Perfis de descarga para fusão interna (lado esquerdo) e fusão externa (lado direito)[2].

está em contacto com o tubo. Isto significará que inicialmente, existe uma superfície de contacto grande entre a água de retorno (que refrigera o exterior) e o gelo. Desta forma, a água de retorno mantém-se a uma temperatura relativamente baixa no início do ciclo de descarga. À medida que termina o ciclo, a superfície de contacto diminui acentuadamente, traduzindo-se numa taxa de transferência de frio menor para a água de retorno. Tal faz com que a temperatura desta água de retorno suba no final do ciclo de descarga. Tal verifica-se na figura 2.1 (lado direito). Isto é um fator relevante pois o facto de a temperatura do meio refrigerante variar ao longo do ciclo de descarga traduzir-se-á numa transferência de frio com variação proporcional ao meio exterior;

- **Fusão interna:** já no método de fusão interna, o meio refrigerante para o exterior é o fluido que circula dentro dos tubos, o que faz com que o gelo derreta agora pelo interior. O perfil de descarga vai ser diferente agora: a temperatura fluido refrigerante aumenta inicialmente e diminui depois no final do ciclo. Como o gelo derrete por dentro, a água resultante da sua fusão fica presa entre a camada de gelo e o tubo. Isto faz com que o poder de arrefecimento para o fluido refrigerante seja menor. Numa fase posterior do ciclo de descarga, devido às correntes do agitador do tanque, o gelo que envolvia esta água parte-se e a água mais fria presente no tanque entra em contacto com o água que estava presa, voltando a aumentar a taxa de transferência de frio para o fluido refrigerante.

2.3.1.2 Placas paralelas

Este tipo de geometria é a menos comum, embora seja ainda praticado por algumas companhias como a holandesa Omega Thermo Products[19]. O fluido refrigerante circula por placas

ligadas em paralelo, placas estas que estão desenhadas de tal forma que o fluido faz um percurso pré-definido. Na Omega Thermo Products isto acontece por as placas terem superfícies ondulatórias. As placas desta empresa são desenhadas para cada cliente conforme as necessidades do sistema a implementar. Para sistemas de placas paralelas, existem também as descargas por fusão interna ou externa e as ligações feitas são semelhantes.

2.3.1.3 Gelo encapsulado

Esta geometria não utiliza permutadores de calor convencionais. O banco de gelo consiste num tanque cheio de esferas de um dado polímero condutor térmico, cujo interior é preenchido com gelo. Assim, o permutador de calor são as várias esferas que constituem o sistema. O refrigerante, tipicamente água glicolada, circula por fora das esferas, sendo pulverizado de uma espécie de chuveiro colocado na face superior do tanque. É coletado no fundo do tanque, sendo ligado depois ao *exterior*. Este tipo de geometria é também bastante comum.

2.4 PCMs

Este tipo de sistemas de armazenamento de frio operam de modo análogo aos bancos de gelo: a solidificação e fusão de um dado material permite a acumulação de energia, proporcional ao calor latente de fusão do material. Neste tipo de sistemas, o material que sofre a transição de fase não é gelo mas sim um PCM: um material com um elevado calor latente, quimicamente desenhado para ter uma temperatura de fusão pré-determinada. Estes materiais podem ser misturas de sais eutéticos com solventes ou outros compostos orgânicos ou inorgânicos[20].

Tipicamente, armazenamento de frio com PCMs é utilizado quando a temperatura requerida para refrigerar certo sistema exterior é mais elevada, podendo a temperatura de fusão dos PCMs variar desde 6°C até algumas dezenas de graus. A geometria tipicamente utilizada é a de encapsulamento em esferas poliméricas.

Para projetar um dado sistema de armazenamento de frio com PCMs, há certos fatores fundamentais a ter em conta[21]. Feita uma pré-seleção de PCMs que operam dentro de uma gama de temperaturas desejada, esses fatores seriam:

- **Calor latente:** fator claramente importante devido a que permite o aumento da eficiência do sistema;
- **Calor específico em cada fase:** de forma equivalente ao calor latente, este fator permite também aumentar a eficiência do sistema;



FIGURA 2.2: Exemplo de aplicação de armazenamento de frio passivo com PCMs da PCM Products[3].

- **Condutividade térmica:** se o PCM tiver uma condutividade térmica bastante baixa, gradientes de temperatura no PCM não favoráveis à operação do sistema vão aparecer;
- **Grau de sobrefusão:** a sobrefusão ocorre quando o PCM está encontra-se no estado líquido abaixo da sua temperatura de fusão. Isto é obviamente prejudicial à operação do sistema;
- **Densidade:** uma maior densidade permitirá também uma maior acumulação de energia no PCM por unidade de volume;
- **Custo:** fator obviamente importante quando se trata de uma aplicação em larga escala:

Existem outros fatores a considerar tal como o impacto ambiental, a toxicidade, corrosão, entre outros. Tipicamente, estes sistemas apresentam uma densidade energética inferior aos bancos de gelo mais podem implicar, dependendo da temperatura de operação, um *COP* do *chiller* mais elevado.

TABELA 2.1: Tabela de comparação com alguns dos principais pontos de avaliação de sistemas de armazenamento de frio[9].

	Água arrefecida	Bancos de gelo	PCMs
Calor específico ($kJ/(kgK)$)	4,19	2,04	-
Calor latente (kJ/kg)	-	333	80 a 250
Tipo de <i>chiller</i>	<i>Chiller</i> de água standard	<i>Chiller</i> de refrigerante secundário de baixa temperatura	<i>Chiller</i> de água standard
Densidade energética (kWh/m^3)	5,91 a 11,2	43,5 a 52,6	20,8
Custo específico ($\$/kWh$)	8,5 a 28	14 a 20	28 a 43
COP do <i>chiller</i> em carga	5,0 a 5,9	2,9 a 4,1	5,0 a 5,9
Temperatura de carga ($^{\circ}C$)	4 a 6	-6 a -3	4 a 6
Temperatura de descarga ($^{\circ}C$)	5 a 10	1 a 3	9 a 10
Fluido de descarga	Água	Água, refrigerante secundário ou gás	Água

2.5 Comparação entre os diferentes tipos

Na tabela 2.1, podem-se ver alguns aspetos que permitem comparar os diferentes tipos de sistema. Aqui pode-se ver claramente a principal vantagem dos bancos de gelo relativamente aos outros 2 tipos: densidade energética bastante elevada. A única vantagem presente no sistema de água fria é o custo reduzido para sistemas de larga escala e, no caso dos PCMs, a principal vantagem está na versatilidade da escolha das temperaturas de operação.

2.6 Modelação e simulação de bancos de gelo

Tal como em inúmeros processos de engenharia, a validação experimental de sistemas de armazenamento de frio pode ser bastante longa e pouco flexível: na necessidade de testar, por exemplo, os efeitos de variar o espaçamento de tubos do permutador de calor num sistema *ice-on-tube* no perfil de carga e de descarga do sistema, a via experimental é muito pouco exequível. Modelos físicos e simulações numéricas tornam-se então indispensáveis na conceção e design deste tipo de sistemas.

Os primeiros modelos computacionais [22],[23] de bancos de gelo aparecem nos anos 90. Estes modelos são quase totalmente parametrizados mas têm em comum o facto de não terem em conta considerações hidrodinâmicas do *chiller*. Isto reduz consideravelmente o número de graus de liberdade do sistema mas também decresce a flexibilidade do modelo. Prova-se também em desacordo com as observações experimentais no momento inicial de operação do *chiller*, em que a taxa de transferência de calor nesta unidade varia consideravelmente com o tempo[18].

Os modelos mais recentes[18] não fazem a assunção restritiva dos modelos mais antigos e tomam em atenção a dinâmica de fluídos no *chiller*. Desta forma, para além de balanços de energia (utilizados em todas as secções do sistema), utilizam também balanços de massa na unidade de refrigeração.

Genericamente, com este tipo de modelos pretendem-se prever o comportamento em carga e descarga de bancos de gelo. Para isso, dados os parâmetros do sistema, condições iniciais e condições fronteira, os *outputs* do modelo são, tipicamente: a distribuição espacial de temperatura, evolução temporal da carga do sistema, evolução temporal da temperatura do refrigerante (à entrada e à saída do banco de gelo), evolução temporal da potência fornecida, entre outros. Em casos em que se pretende estudar a variação de um parâmetro específico, tal é possível também, dada a flexibilidade dos algoritmos. Normalmente, utilizam-se métodos de diferenças finitas nos algoritmos de simulação, pelo que a correta discretização espacial e temporal é crucial para obter resultados coerentes.

2.6.1 Modelo 1: *Development of computer program for simulation of an ice bank system operation*

O modelo de *Halasz et al.*[18],[24] é dos modelos computacionais mais completos para simulação de bancos que foram investigados no âmbito deste projeto. Apesar de estar desenhado para sistemas de fusão externa, o facto de calcular a temperatura, caudal e queda de pressão do refrigerante primário a cada iteração torna possível inferir sob a performance do sistema em fusão interna.

O modelo consiste num programa com interface gráfica para o utilizador (GUI), desenhado para ser o mais generalista possível, tendo no entanto algumas assunções que facilitam a execução do programa, isto é, tornam-no menos computacionalmente pesado. O programa está dividido em duas partes: uma unidade de pré-processamento (*setup*) na qual são introduzidos e processados todos os inputs necessários e a unidade de cálculo na qual a simulação do banco de gelo é realmente calculada.

Os inputs do modelo são variados e extensos: desde condições iniciais, dimensões relacionadas com o tanque e tubagem, número de módulos de tubo em paralelo, até a tipos de refrigerante, carga térmica do sistema exterior, performance do sistema de bombagem entre outros. Estes dados são processados para calcular todas as variáveis necessárias à inicialização do programa. Depois desta etapa, começa então o procedimento de cálculo propriamente dito, no qual, a cada iteração são calculadas todas as variáveis dependentes do tempo.

O processo de cálculo está dividido em duas unidades acopladas: a modelação do banco de gelo propriamente dito e a modelação da unidade de refrigeração. O modelo do banco de gelo tem por base balanços de energia e massa, calculadas para cada elemento de volume infinitesimal. Estes balanços de massa e energia são regidos por equações diferentes, no caso de existir

ou não gelo na periferia do tubo. Depois de efetuados os cálculos relativos ao banco de gelo, o modelo verifica se a unidade de refrigeração está operacional e, se sim, dá-se início ao balanço hidráulico do refrigerante primário (troca calor entre o banco de gelo e a unidade de refrigeração): cálculo das quedas de pressão e caudal que estejam de acordo com as características do sistema de bombagem. As propriedades térmicas do refrigerante primário são calculadas através da performance do sistema de refrigeração, constituído essencialmente por um evaporador (permutador gás-água), compressor e condensador, cada um com as suas curvas características obtidas pelos respetivos fornecedores. No circuito de refrigeração circula um gás, operando num ciclo de compressão. As propriedades físicas do gás são também tabeladas. Depois de obtidos o caudal e queda de temperatura do refrigerante primário no evaporador, os valores das espessuras de gelo em cada elemento são atualizadas. Este ponto é o último passo deste ciclo que se repete até ao final.

Alguns resultados experimentais importantes verificam-se estar de acordo com as previsões do modelo. Durante o processo de carga, existe no entanto um desvio dos resultados obtidos e o modelo: a formação de gelo começou cerca de uma hora depois do previsto pelo modelo. Nos cálculos, a formação de gelo começa quando a água chega ao ponto de fusão. Na verificação experimental, deu-se uma sobrefusão da água e a formação de gelo começou abaixo do ponto de fusão da água. O agitador do sistema não estaria a funcionar eficientemente pelo que a sobrefusão teve bastante relevância nos resultados. Na fase de descarga, verifica-se também um ligeiro desvio, pelo que os patamares da curva experimental encontram-se acima dos calculados. No entanto, as linhas de tendência de ambos os gráficos estão de acordo.

2.7 Empresas do sector

Foi efetuado um levantamento de empresas relevantes para o sector, de forma a clarificar que tipo de produtos existiam no mercado e onde estavam sediadas as empresas fabricantes.

2.7.1 Destaques

Verificou-se que, apesar de os países onde à partida existiria mais necessidade de implementação de bancos de gelo em sistemas AVAC (países quentes como a Índia, Israel e Austrália), existe um domínio claro dos EUA e Reino Unido. Na Europa do Sul, destaque para uma empresa croata no mercado e 3 empresas francesas. A empresa líder mundial de mercado em sistemas CTES é a Calmac. A Calmac tem em Portugal uma representação acentuada, estando presente com



FIGURA 2.3: Banco de gelo IceBear da Ice Energy[4].

bancos de gelo nos sistemas AVAC dos 3 aeroportos de Portugal Continental, na Câmara Municipal de Lisboa, na indústria e em alguns centros comerciais do grande Porto como o Arrábida Shopping e o Alameda do Estádio do Dragão. Outra empresa que tem uma forte presença em Portugal é a Baltimore Aircoil Company (BAC)[25].

Destaque também para o IceBear da Ice Energy (figura 2.3), por ter sido o único banco de gelo encontrado no mercado que permitia o controlo e monitorização do sistema através de uma plataforma *web*, estando esta bem construída de forma a permitir um controlo do sistema em tempo real e dando ao utilizar a possibilidade de o controlar via *web*, modificando certos parâmetros do sistema. Este sistema foi também o único que permitia a venda para uso doméstico, sendo que o banco de gelo instalado é ligado ao ar condicionado residencial, funcionando conjuntamente com este dispositivo.

2.7.2 Problemas encontrados

Em regra geral, como já mencionado, existem alguns problemas nestes produtos que podem ser melhorados. Dado que o IceBear da Ice Energy é uma exceção à regra que tipicamente, as plataformas de controlo dos bancos de gelo são rudimentares, existe aí bastante margem de progressão. Alguns sistemas, inclusive o Calmac, são também pouco modulares e a instalação destes sistemas é complicada, podendo requerer recursos humanos e económicos em elevado número. Esse fator pode ser limitador ao crescimento das vendas em determinados sectores de atividade. O preço de instalação do sistema é também relativamente elevado. Crê-se que, com a escolha certa de fornecedores, materiais e geometria do sistema, é possível otimizar o

custo específico de um banco de gelo - este é o principal problema e paradigma encontrado, o mais limitador de todos ao crescimento do volume de negócios. Sendo a EWEN Energy uma empresa EScO, que implementa soluções de eficiência energética e de redução de custos neste sector, a implementação de bancos de gelo que respondam a estes problemas enquadra-se perfeitamente na sua missão.

2.8 Casos de estudo de aplicação de CTES

Para melhor entender as necessidades dos utilizadores de CTES foi feito o levantamento de alguns casos de estudo de aplicação de CTES. Tentou-se procurar casos distintos, de forma a salientar a versatilidade destes sistemas e perceber de que modo, a instalação de CTES afetou estes utilizadores: em eficiência energética, em redução de custos e de impacto ambiental. Os casos de estudo foram retirados do livro de *Ibrahim Dinçer e Marc A. Rosen* sobre tecnologias TES: *Thermal Energy Storage: Systems and Applications, Second Edition*[16].

2.8.1 Tanque de água arrefecida: Central de trigeriação Expo'98, Lisboa, Portugal

Este caso de estudo centra-se no projeto de trigeriação (geração simultânea de eletricidade, calor e frio a partir da mesma fonte) construído aquando a realização da Expo'98 no Parque das Nações, em Lisboa. Esta central inclui um sistema CTES do tipo de tanque de água arrefecida, o maior da Europa à data de término do projeto. Ao contrário de outros casos de estudo aqui relatados, o sistema CTES desta central foi instalado aquando da construção da mesma, fazendo parte do plano inicial.

Esta central contém uma turbina a gás que é alimentada a gás natural. Desta turbina é gerada a eletricidade, da qual parte é utilizada pela própria central e a restante é *output*. Os gases da exaustão da turbina alimentam depois uma caldeira que gera vapor de água. Este vapor é depois utilizado para aquecer a água quente até de 65°C (temperatura de retorno) até 100°C (temperatura de output), através de um permutador de calor, e também como fonte de energia para *chillers* de absorção que arrefecem água em série com *chillers* elétricos. As linhas de água quente e fria (figura 2.4) abastecem depois os diversos consumidores da Expo, embora a linha de água fria abasteça em paralelo o tanque de água arrefecida. O retorno da linha de água fria também está ligado em paralelo ao tanque.

A instalação do sistema de CTES traduziu-se numa abordagem inovadora e bastante lucrativa. No que toca a redução de custos a instalação de CTES levou a que a capacidade dos *chillers*

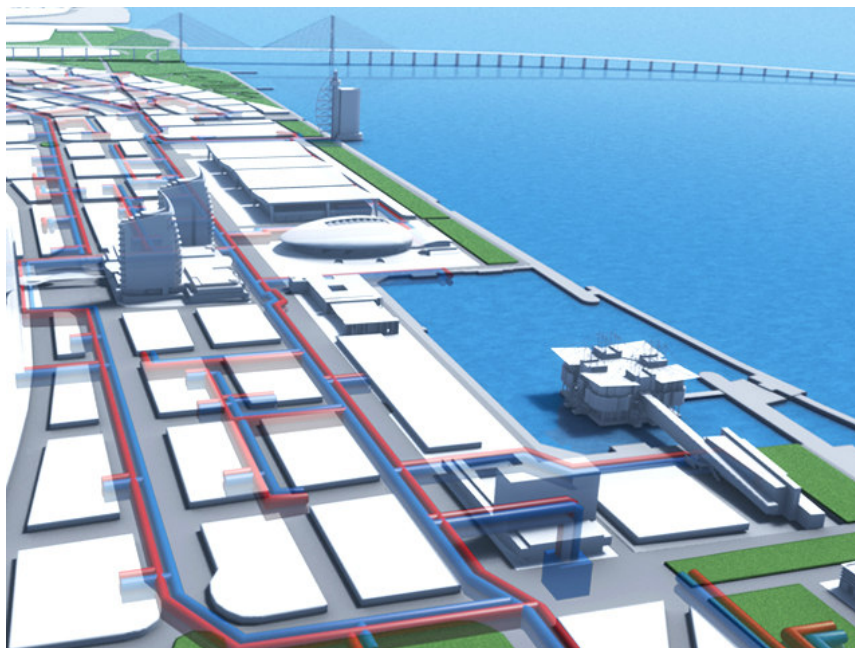


FIGURA 2.4: Esquema da rede de distribuição de água quente e fria da central de trigeriação, através do Parque das Nações em Lisboa[5].

instalados fosse consideravelmente reduzida. No total, os custos operacionais reduziram em 1.6 milhões de dólares anuais e o investimento inicial foi 2.5 milhões de dólares menor.

2.8.2 Banco de gelo: Torre Abraj Atta'awuneya, Riade, Arábia Saudita

O clima saudita é um dos climas mais inóspitos do mundo. É também neste tipo de clima que os sistemas de CTES se tornam mais rentáveis e desejados, dado que a necessidade de arrefecimento do ar em todos os edifícios é bastante elevado e a maior parte do consumo elétrico do país é em ar condicionado.

Para reduzir o consumo de energia nos períodos de pico, as entidades reguladoras sauditas emitiram uma legislação que limita o consumo de energia entre as 13:00 e as 17:00 a 50% da potência instalada no consumidor. Desta forma, as grandes instalações têm que procurar soluções para obter as mesmas performances térmicas, mesmo durante a tarde, quando a demanda de carga térmica é maior e a potência elétrica disponível é menor. Uma das soluções mais viáveis e aceites na comunidade é a instalação de sistemas de CTES, já tendo esta técnica demonstrado resultados interessantes até à data, naquele país. Este sistema CTES teria então de ser capaz de responder à demanda térmica de $26MWh$ diários, em regime parcial (o *chiller* também opera no período de pico, embora que a uma potência menor). Teria também de ser passível de ser integrado com o sistema AVAC já presente na cave (utilizando portanto equipamentos standard) e suportar a pressão do edifício sobre este.

Havia ainda mais exigências a ser feitas à solução instalada: ocupar o mínimo espaço possível, investimento inicial menor e baixos custos de manutenção/operação. Depois de uma extensa análise e comparação de várias técnicas, chegou-se à conclusão de que duas soluções se destacavam: tanques de água arrefecida ou bancos de gelo.

Dado que a solução de bancos de gelo é um sistema de CTES de calor latente, a sua densidade energética é muito maior. Logo, é trivial concluir que os bancos de gelo adequam-se melhor a um dos pontos requeridos: mínimo espaço possível. Dado que esta solução ocupava menor espaço, foi possível fazer de um dos andares da cave do edifício o tanque de armazenamento de gelo. Tal não era possível fazer para o sistema de água arrefecida pois o espaço requerido era muito maior. Desta forma, também o investimento inicial era menor com a solução de banco de gelo. O facto de os bancos de gelo utilizarem equipamento mecânico standard, em oposição ao tanque de água arrefecida que necessitaria de equipamentos diferentes devido às suas maiores dimensões, torna a técnica de gelo de mais fácil manutenção e de custos de operação mais baixos.

Depois de verificados todos os pontos necessários, a empresa responsável pela análise, seleção e instalação do sistema de CTES (Baltimore Aircoil) decidiu que bancos de gelo seriam a melhor solução.

2.8.3 PCM: Fábrica de leite, Dorset, Reino Unido

O circuito original para o arrefecimento da fermentação de iogurtes nesta fábrica consistia simplesmente na utilização de um banco de gelo em fusão externa ligado em série ao *chiller* da circulação AVAC. O problema era que como a fermentação dos iogurtes dava-se a 45°C, a água de retorno ao banco de gelo segue a uma temperatura demasiado elevada, pelo que a performance do banco de gelo não é adequada: o arrefecimento da fermentação demorava demasiado tempo.

A solução passou pela instalação de dois conjuntos de PCMs em série com temperaturas de fusão diferentes: o primeiro conjunto a 10°C e o segundo a 7°C. Este conjunto atuou como um *buffer* térmico do sistema, baixando a temperatura da água de retorno antes de chegar ao banco de gelo, diminuindo, conseqüentemente, o tempo de arrefecimento do processo. Esta medida aumentou portanto a capacidade de produção da fábrica, resultante em poupanças anuais de 30% no processo.

2.9 Objetivos do projeto

A proposta deste estágio realizado na EWEN consistia na modelação de sistemas de bancos de gelo, com o objetivo de aferir as combinações de geometria e materiais que minimizavam o custo específico do sistema e aumentavam a densidade energética deste. A modelação destes sistemas resultaria em simulações físicas dos mesmos que iriam por sua vez fornecer os dados necessários para aferir sobre o custo específico e a acumulação energética dos bancos de gelo. Foi também proposto projetar o sistema de refrigeração associado ao banco de gelo e ainda a elaboração de uma interface *web* para a monitorização do sistema CTES. Para esta interface será utilizado uma placa Arduino, ligada a um servidor via ethernet que armazena os dados numa base de dados do tipo SQL, dados esses que são processados e apresentados posteriormente numa plataforma para visualização. Em suma, o projeto consistirá em:

1. Elaboração de modelos de simulação de bancos de gelo;
2. Aferição do conjunto geometria + materiais que minimiza o custo específico da instalação do banco de gelo e aumenta a densidade de acumulação de energia;
3. Apresentação de métodos de dimensionamento do sistema de refrigeração associado;
4. Elaboração de um sistema de monitorização, em forma de protótipo, para a aplicação num banco de gelo.

Capítulo 3

Modelação e simulação

3.1 Descrição do *software* utilizado

O COMSOL Multiphysics[26] é um *software* de análise de elementos finitos e simulação de processos físicos, desenhada principalmente para permitir ao utilizador acoplar vários tipos de fenómenos físicos na mesma simulação, daí o nome *Multiphysics*. Criado em 1986 por Svante Littmarck e Farhad Saeidi, no KTH (Suécia) em ambiente académico, é hoje um produto comercial. O *software* permite fazer simulações desde 0D até 3D, adicionando processos físicos de cariz variado desde fenómenos de transferência de calor e massa até ótica geométrica, passando pela simulação de MEMS e sistemas de microfluídica.

O processo de criação de um modelo (figura 3.1) no COMSOL Multiphysics é bastante simples. O programa tem uma interface gráfica bastante intuitiva que facilita a fase inicial da criação de modelos. A afinação, *debugging* e tratamento de dados são normalmente as tarefas que requerem mais tempo na obtenção de resultados no COMSOL. Assim sendo, pode-se resumir o processo da criação de modelos no COMSOL às seguintes fases:

- **Dimensões e/ou simetria do modelo:** tipicamente, a primeira fase passa pela seleção do número de dimensões do modelo e se este possui ou não simetria axial. Dessa forma, existem as seguintes opções: 3D, 2D com simetria axial, 2D, 1D com simetria axial, 1D e 0D;
- **Seleção da física do modelo:** o programa tem vários módulos de simulação em que cada um inclui um determinado tipo de física, que se pode adicionar ao modelo, nomeadamente um conjunto de equações diferenciais parciais que o *solver* irá resolver para determinar as soluções para as variáveis envolvidas. Estas variáveis podem estar acopladas

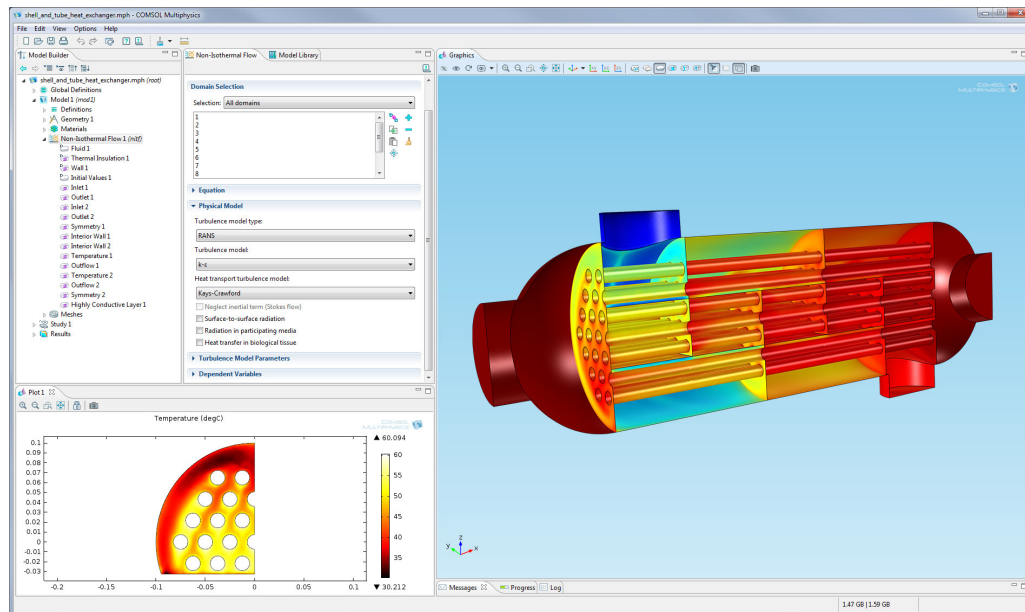


FIGURA 3.1: Interface gráfica do *software* na criação de um modelo.

em vários módulos. Uma descrição detalhada dos dois módulos utilizados no modelo, de forma acoplada, pode ser encontrada no apêndice D;

- **Tipo de estudo:** é possível personalizar o tipo de estudo que se quer fazer, para se estudar algo num regime estacionário, transitório ou no espaço das frequências e/ou valores próprios de um sistema;
- **Parametrização do modelo:** ao longo da elaboração do modelo, várias entradas numéricas irão aparecer para definir determinadas variáveis do sistema. Em qualquer uma dessas entradas, é possível introduzir um valor numérico ou uma expressão matemática. Assim sendo, a parametrização do modelo é bastante importante para servir como base de entrada das variáveis e estas serem passíveis de aceder e entender mais facilmente. Também é possível criar funções no sistema da mesma forma que é possível introduzir parâmetros deste. Uma propriedade interessante do COMSOL é permitir que esta parametrização seja feita através de outro *software* em ligação ao COMSOL, como, por exemplo, o Excel ou MATLAB;
- **Elaboração da geometria:** um dos processos essenciais é a construção da geometria do sistema a simular. O programa contém inúmeros tipos de geometrias comuns pré-definidas no sistema, dando ainda assim um elevado grau de personalização. O tipo de operações geométricas disponíveis são semelhantes às que existem em outros programas

de design gráfico. A elaboração de uma geometria está intimamente ligada à grelha de simulação, pelo que é necessário haver cuidado aquando da construção da geometria e ter presente que tipo de grelha se irá utilizar seguidamente. É também possível em COMSOL importar geometrias construídas noutros programas como, por exemplo, o SolidWorks;

- **Seleção dos materiais:** após a elaboração da geometria, é necessário atribuir um material a cada domínio da mesma. O programa dispõe de uma biblioteca extensa e bem categorizada de materiais, em que as propriedades que o definem estão dispostas dependendo do tipo de aplicação. Ainda assim, é possível o utilizador personalizar um material de raiz, se este não existir nas bibliotecas do COMSOL. Há um número limitado de propriedades a introduzir que depende dos módulos de física do modelo;
- **Elaboração da grelha de simulação:** a grelha de simulação é, evidentemente, um dos passos fundamentais na criação do modelo. Desta forma, o COMSOL oferece um grau de personalização elevado na construção da grelha, sendo possível personalizar o tamanho dos elementos da grelha, refinar a grelha em determinadas zonas (tipicamente cantos) e criar grelhas que se auto-adaptam de forma a minimizar o erro das soluções (*Adaptive Mesh Refinement* ou AMR);
- **Configurações do solver:** antes de se realizar a simulação, é possível ainda personalizar algumas configurações do *solver* como, por exemplo, o tipo de *solver* utilizado, a alocação de memória para o disco rígido, como é calculado o passo temporal a cada iteração, entre outras configurações;
- **Outras definições relevantes:** existem ainda mais alguns aspetos de relevância aquando a elaboração dum modelo. Alguns exemplos são:
 - *Estudos paramétricos:* se se quiser estudar a dependência de uma dada variável do modelo em função de um parâmetro definido pelo utilizador, é possível fazê-lo recorrendo a estudos paramétricos;
 - *Definição de sondas:* uma propriedade interessante do COMSOL é permitir ao utilizador definir uma sonda para estudar a evolução temporal (ou no final do estudo se em regime estacionário) de uma determinada variável (definida pelo utilizador, em função de parâmetros e variáveis do sistema), variável essa que pode não ser uma variável do sistema. É possível avaliar estas sondas apenas em determinados domínios da geometria construída;

- *Otimização*: o módulo de otimização tem como função achar os parâmetros ideais que satisfazem alguma condição definida pelo utilizador, tipicamente máximos, mínimos ou raízes. Isto pode ser feito para, por exemplo, otimizar uma determinada geometria para maximizar a refrigeração do sistema;
- *Iteração em materiais e funções*: se se quiser determinar a dependência de um determinado resultado nos materiais da geometria é possível iterar sobre estes. Da mesma forma, é possível iterar sobre funções definidas pelo utilizador.

O *software* apresentado dispõe ainda de uma comunidade *online* que tipicamente presta apoio mútuo e ainda de uma série de vídeos tutoriais, *webinars* e outros tipos de formação que tornam a curva de aprendizagem relativamente rápida. Por ser também uma ferramenta com elevado potencial para a resolução de um grande leque de problemas, foi a ferramenta de modelação e simulação escolhida para este projeto.

3.1.1 Método dos elementos finitos

Como descrito já anteriormente, o *software* utilizado para a criação do modelo do banco de gelo tem por base o método dos elementos finitos. Este é um método numérico recorrentemente utilizado em processos de engenharia para criar modelos que simulam a performance de determinados sistemas que seriam bastante caros para testar de outra forma. É também utilizado para resolver problemas descritos por equações diferenciais parciais, em que solução analítica não existe. Tendo as condições fronteira que definem o sistema, juntamente com as equações diferenciais parciais, é possível resolver o problema subdividindo a geometria do sistema em pequenos elementos (discretização), a partir dos quais surge a matriz que descreve o problema, depois de um determinado conjunto de operações matemáticas. As áreas em que mais se aplica o método dos elementos finitos são a análise estrutural de meios sólidos, dinâmica de fluídos e transferência de calor. O COMSOL Multiphysics estende a aplicação do método a outras áreas que têm por base eletromagnetismo, otimização matemática, semicondutores e reações químicas aplicadas às áreas já referidas. Isto acontece dado que as equações diferenciais parciais a resolver neste estas áreas são formalmente semelhantes e são tipicamente ou equações de Poisson ou equações de transporte.

Pretende-se, nesta secção, ilustrar o funcionamento básico do método dos elementos finitos e introduzir a como se deduz a formulação fraca do problema. Esta ilustração será feita com base num exemplo de um problema de transferência de calor[27] no estado estacionário. Dado que este problema é um problema difusivo, muitos processos físicos têm resoluções análogas.

Logo, apesar de ser um exemplo relativamente simples, física e matematicamente intuitivo, permite obter uma noção básica do funcionamento do método. Nas condições descritas, pode-se escrever a equação do calor válida no domínio Ω :

$$\nabla \cdot (-k \nabla T) = g(T, \mathbf{r}) \quad (3.1)$$

Sendo que a g denota uma fonte de calor. Para definir fisicamente o problema, há que adicionar as condições fronteira deste, que neste caso seriam, por exemplo:

$$\begin{cases} T = T_0, & \mathbf{r} \in \partial\Omega_1 \\ (-k \nabla T) \cdot \mathbf{n} = h(T - T_{amb}), & \mathbf{r} \in \partial\Omega_2 \\ (-k \nabla T) \cdot \mathbf{n} = 0, & \mathbf{r} \in \partial\Omega_3 \end{cases} \quad (3.2)$$

O caso descrito pelas equações 3.2 são aplicáveis à descrição matemática de um dissipador de calor de temperatura fixa. A fronteira de domínio $\partial\Omega_1$ está em contacto com a fonte quente de temperatura constante T_0 , sendo que o calor é dissipado na fronteira $\partial\Omega_2$ proporcionalmente ao coeficiente de transferência de calor por convecção h . Na fronteira $\partial\Omega_3$ não existe transferência de calor.

O próximo passo consiste em usar funções auxiliares, φ , tipicamente chamadas de funções de teste, que permitem baixar a ordem de diferenciação, juntamente com a 1ª identidade de Green. A chave deste passo é assumir que as funções teste pertencem a determinado sub-espaço finito V_N de um espaço de Hilbert H de infinitas dimensões, sub-espaço esse a qual também pertence a solução aproximada, que neste caso é a temperatura, $T_h(\mathbf{r}) \approx T(\mathbf{r})$. Esta formulação é chamada de método de Galerkin[28]. Se aplicarmos o produto interno por φ a ambos os membros da equação 3.1:

$$\int_{\Omega} \nabla \cdot (-k \nabla T) \varphi dV = \int_{\Omega} g \varphi dV \quad (3.3)$$

Aplicando a 1ª identidade de Green:

$$\int_{\Omega} k \nabla T \cdot \nabla \varphi dV + \int_{\partial\Omega} (-k \nabla T) \cdot \varphi \mathbf{n} dS = \int_{\Omega} g \varphi dV \quad (3.4)$$

Desta forma, baixa-se a ordem de diferenciação em T e permite-se que a solução não tenha derivada contínua - daí o nome de "formulação fraca". A formulação fraca consiste em forçar a que equação 3.4 seja válida em V_N .

Posteriormente, é feita uma discretização do modelo para que se possa aproximar a solução $T(\mathbf{r})$ por uma combinação linear de funções do sub-espaço V_N . A discretização utilizada permite obter a solução aproximada $T_h(\mathbf{r})$ dada por:

$$T_h(\mathbf{r}) = \sum_{i=1}^N T_i \psi_i(\mathbf{r}) \quad (3.5)$$

Em que as funções ψ_i são as funções que formam a base de V_N . São chamadas, portanto, funções de base e no caso do método de Galerkin, tem-se que $\psi_i = \varphi_i$. Assim sendo, se se introduzir a equação anterior na equação 3.4, para cada função ψ_j tem-se:

$$\sum_i T_i \int_{\Omega} k \nabla \psi_i \cdot \nabla \psi_j dV + \sum_i \int_{\partial\Omega} (-k T_i \nabla \psi_i) \cdot \psi_j \mathbf{n} dS = \int_{\Omega} g \left(\sum_i T_i \psi_i \right) \psi_j dV \quad (3.6)$$

Tendo então um sistema de N variáveis, T_i , que são os coeficientes da combinação linear que forma a solução, e N equações, para cada ψ_j , pode-se formular o problema de forma matricial para o resolver:

$$\mathbf{A} \mathbf{T}_h = \mathbf{b} \quad (3.7)$$

Em que a matriz \mathbf{A} é a matriz do sistema que engloba os produtos internos $(\nabla \psi_i, \nabla \psi_j)$, propriedades do material e outros fatores extra (resultantes de possíveis condições fronteira de Dirichlet); o vetor \mathbf{T}_h é constituído pelas componentes T_i (e possíveis multiplicadores λ_i de Lagrange para as condições de Dirichlet) e \mathbf{b} engloba as condições fronteira resultantes do segundo termo do 1º membro da equação 3.6. Os valores não nulos dos produtos internos $(\nabla \psi_i, \nabla \psi_j)$ acontecem, obviamente, para $i = j$ mas também em casos em que $i \neq j$. Um caso típico em que tal acontece é quando i e j representam nodos vizinhos, tal como se pode verificar no caso de uma malha bidimensional da figura 3.2.

É de notar que N é proporcional ao número de elementos finitos do modelo e ao grau dos polinómios utilizados para as funções base. Um problema comum de mecânica de fluídos pode gerar um N na ordem dos milhões pelo que se torna um problema de grandes dimensões para a máquina. A matriz \mathbf{A} tem a particularidade de, apesar de ter tipicamente dimensões elevadas, a maior parte das suas componentes serem nulas. Isto acontece porque as funções de base escolhidas são localizadas, ou seja, são nulas em quase todo o seu domínio e tomam valor unitário em determinados pontos do espaço. Estes pontos são chamados de nodos e a rede que formam é chamada de malha de simulação. Então, dado que as funções $\psi_{i,j}$ são localizadas, a sua sobreposição só acontece quando i e j são nodos vizinhos. Tipicamente, as funções de base

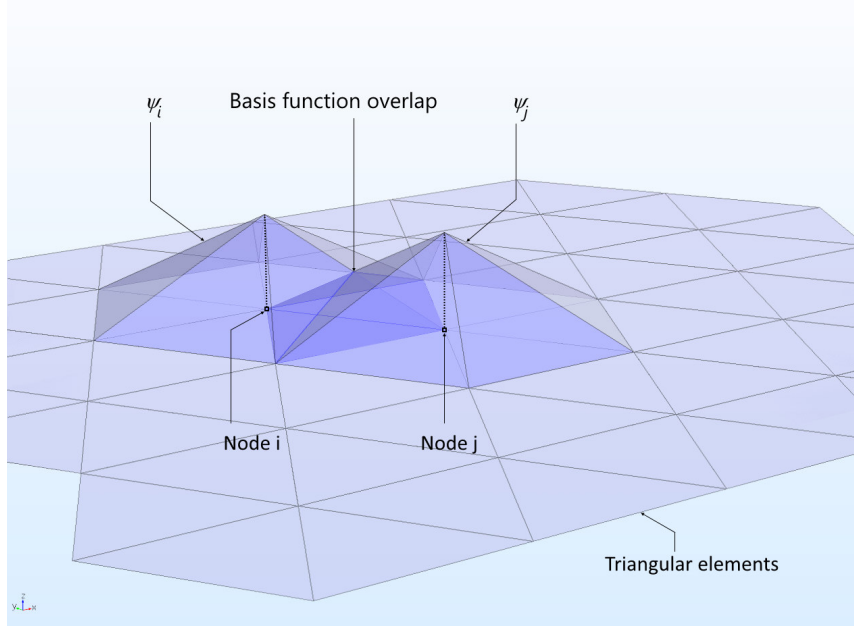


FIGURA 3.2: Sobreposição de funções de base em nodos vizinhos.

utilizadas são de polinómios de Lagrange de grau 1, dada a sua aplicação fácil para interpolação polinomial. Graus superiores podem ser utilizados para melhor descrever geometrias curvas, através da projeção dos polinómios de Lagrange na geometria do sistema.

Quando se quer estudar problemas dependentes do tempo, como é o caso de modelos para bancos de gelo, o problema é semelhante - os fatores T_i são agora dependentes do tempo e existe um termo extra na equação 3.6 correspondente à evolução temporal de \mathbf{T}_h . A formulação fraca torna-se:

$$\begin{aligned} \rho C_p \frac{\partial T_i}{\partial t} \sum_i \int_{\Omega} k \nabla \psi_i \cdot \nabla \psi_j dV + \sum_i T_i \int_{\Omega} k \nabla \psi_i \cdot \nabla \psi_j dV + \sum_i \int_{\partial\Omega} (-k T_i \nabla \psi_i) \cdot \psi_j \mathbf{n} dS = \\ = \int_{\Omega} g \left(\sum_i T_i \psi_i \right) \psi_j dV \end{aligned} \quad (3.8)$$

A discretização temporal é, na sua forma mais simples:

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} \approx \frac{T_{i,t+\Delta t} - T_{i,t}}{\Delta h} \quad (3.9)$$

Existem outras formulações de elementos finitos relativamente a discretização do modelo e seleção, tipicamente utilizadas em problemas não-lineares. Uma das mais comuns é a formulação de Petrov-Galerkin que tem como principal característica e diferença o facto de as funções de teste e funções de base não pertencerem ao mesmo sub-espaco V_N , logo $\psi_i \neq \varphi_i$. A formulação de Petrov-Galerkin é tipicamente usada para problemas de advecção cuja equação a

resolver é do tipo:

$$\mathbf{u} \cdot \nabla \phi = f \quad (3.10)$$

Em que \mathbf{u} é um campo vetorial e ϕ , o campo escalar a resolver e f é uma fonte. Neste caso, as funções de teste φ_i são escritas à custa das funções de base ψ_i :

$$\varphi_i = \psi_i + \alpha \mathbf{u} \cdot \nabla \psi_i \quad (3.11)$$

Em que α é um parâmetro selecionado apropriadamente. Neste caso, as funções de teste vivem num sub-espço W_N tal que $W_N \neq V_N$. Esta formulação é utilizada para evitar problemas oscilatórios nas soluções numéricas e outros artefactos de erro que surgem quando se toma o método de Galerkin.

Os passos descritos acima são o núcleo do método de elementos finitos. Outras discussões de convergência e estimação de erro são comuns a outros métodos numéricos. Resta salientar a importância da construção da malha de simulação e de otimização desta para obter os melhores resultados possíveis. A otimização desta significar encontrar um compromisso entre a dimensão de cada elemento (por elemento entenda-se célula de nodos que se repete ao longo da malha) e o tempo de convergência do problema. Para isso, deve-se fazer um estudo de convergência da malha, parametrizando a dimensão dos elementos desta para entender quando é que se observa resultados aceitáveis.

3.2 Geometria do permutador de calor

Como referido anteriormente, existem 2 geometrias tubulares a ser avaliadas neste projeto - uma geometria em que o permutador tem uma forma cúbica, com os tubos retos unidos por semicírculos, e outra quem tem uma forma cilíndrica, com os tubos dispostos em espirais. As duas geometrias foram estudadas paralelamente, de forma a perceber qual é que apresenta se apresenta com menor custo específico, maior densidade energética e maior eficiência de funcionamento.

As duas geometrias foram construídas no COMSOL, de forma a ser possível parametrizar, atuar mais facilmente sobre estas e poder fazer medições geométricas também no programa. Desta forma, alguns parâmetros que definem totalmente a geometria têm de ser escolhidos à priori. Estes parâmetros estão presentes na tabela 3.1.

TABELA 3.1: Parametrização da geometria do permutador

Parâmetro	Geometria cúbica	Geometria cilíndrica	Valor
OD	Diâmetro externo do tubo	Diâmetro externo do tubo	(ISO 65)
t	Espessura do tubo	Espessura do tubo	(ISO 65)
EET	Espaçamento entre tubos	Espaçamento entre tubos	$EET(R_i)$
D_{min}		Diâmetro mínimo da espiral	$20cm$
D_{max}		Diâmetro máximo da espiral	$80cm$
h_{max}	Altura máxima do permutador	Altura máxima do permutador	$80cm$
L_{max}	Lado máximo do permutador	Lado máximo do permutador	$80cm$
N_1		Número de voltas da espiral	
OD'	Diâmetro externo tubo coletor	Diâmetro externo tubo coletor	
t'	Espessura tubo coletor	Espessura tubo coletor	

Os parâmetros referentes às dimensões do tubo - OD e t - estão standardizados segundo a norma ISO 65. Já os parâmetros D_{min} , D_{max} , h_{max} e L_{max} foram definidos à priori para dar dimensões ao de base às geometrias dos dois permutadores. O parâmetro que resta, o EET , é dependente da espessura de gelo obtida ao final da carga, em que R_i é o raio do tubo mais a espessura de gelo. De notar que o parâmetro EET está definido como sendo o espaçamento entre os centro dos tubos e não as suas fronteiras, pelo que é independente de OD .

Ao longo do processo de carga (e também de descarga, em certa medida), há dois processos importantes que se devem ter em conta: a homogeneização da temperatura das várias componentes do sistema e o impedimento da sobrefusão da água. Uma solução para estas duas questões é a criação de correntes da água no tanque, daí a necessidade de usar um agitador que promova essas correntes. Desta forma, mesmo quando perto da carga máxima, a água deve ter canais livres de gelo para poder circular. Desta forma, foi definido que o espaçamento entre duas fronteiras de gelo/água consecutivas deve ser no mínimo de $F_s = 8mm$. Matematicamente isto traduz-se por:

$$EET_{min} = F_s + 2R_{i_{max}} \quad (3.12)$$

Esta relação tem implicações diferentes nas duas geometrias:

- *Geometria cúbica:* nesta geometria, EET pode depender apenas de R_i , de tal modo que $EET = EET_{min}$ dado pela equação 3.12, sendo que desta forma, a densidade de carga é maximizada;

- *Geometria cilíndrica*: no entanto, nesta geometria, o espaçamento entre tubos depende também do número de voltas da espiral. Assim sendo, EET está discretizado de tal forma a que quando $EET = EET_{min}$, é dada menos uma volta na espiral. Desta forma, EET é sempre maior ou igual do que EET_{min} .

3.3 Materiais utilizados

Foram considerados vários materiais para a constituição do permutador de calor. Foram considerados metais e plásticos neste levantamento. Na consideração destes materiais foram tidas em conta propriedades termodinâmicas, especificadas na tabela 3.2 o preço por metro de tubo. De um levantamento inicial mais alargado, os materiais que constam na tabela 3.2 foram os selecionados para estudar.

TABELA 3.2: Materiais considerados para a constituição do permutador.

Material	Cond. térm. $W/(mK)$	Calor esp. $J/(kgK)$	Difusão térm. mm^2/s
Cobre	400	385	111
Alumínio	238	897	97
Aço inox	44.5	490	4.2
HDPE	0.349	2250	0.162
PVC	0.16	1005	0.08
PP	0.107	1920	0.096

Dos parâmetros da tabela 3.2, a condutividade térmica é o mais relevante, por ser o parâmetro termodinâmico que limita a taxa de transferência de calor através do tubo e, consequentemente, a taxa de formação de gelo no sistema e o tempo de carga do mesmo. Tendo em conta apenas este facto, poderia-se achar que os materiais que levariam o banco de gelo a ser mais eficiente seriam os metais. Mas dado que um dos parâmetros de análise do sistema é o custo específico, a relação anterior pode não se verificar porque os materiais plásticos são tipicamente bastante mais baratos que os metálicos. Por isso é que, apesar de terem propriedades termodinâmicas à partida menos interessantes, foram também considerados neste projeto.

O refrigerante que circula dentro dos tubos do permutador é água glicolada - nome normalmente utilizado para uma solução aquosa de etileno ou propileno de glicol. Estes dois compostos são tipicamente utilizados quando se operar com água a temperaturas abaixo do seu ponto de fusão, no entanto, apresentam duas diferenças chave nas suas propriedades: 1. o etileno de

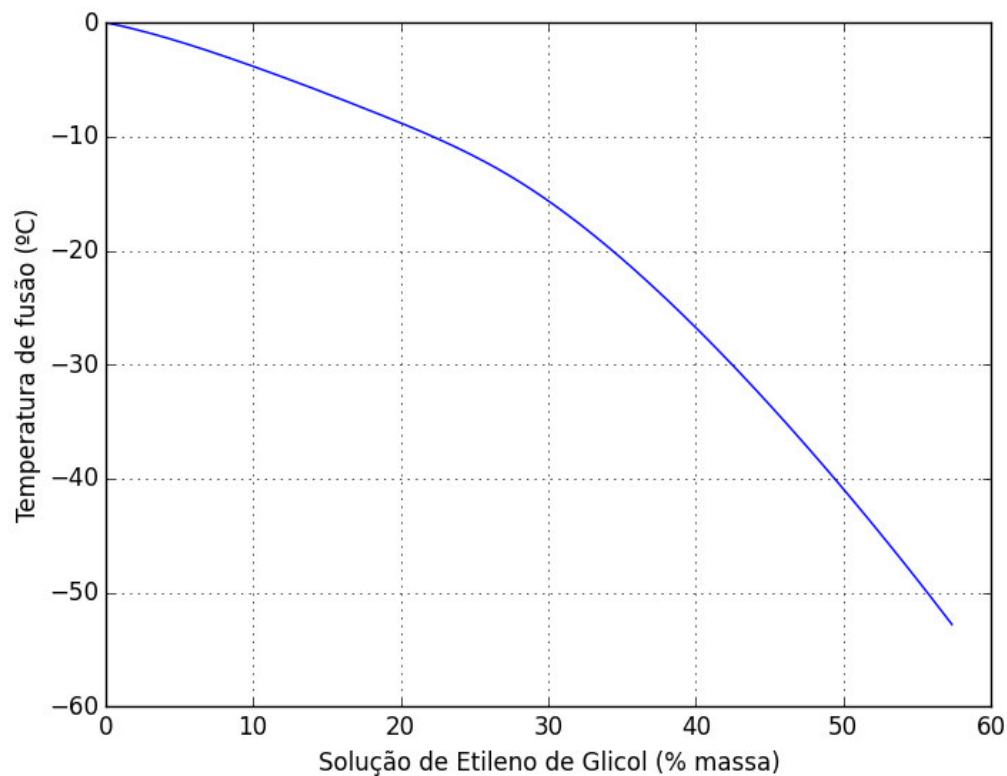


FIGURA 3.3: Temperatura de fusão de uma solução aquosa de etileno de glicol[6].

glicol é relativamente tóxico enquanto que o propileno de glicol não o é, se ingerido em quantidades moderadas e 2. a temperaturas baixas, o etileno de glicol apresenta uma viscosidade mais baixa, o que causa com que a sua taxa de transferência de calor seja maior e seja necessária menos potência de bombagem para os sistemas hidráulicos. Dado que para a aplicação aqui reportada não haverá grande risco de contacto humano, o etileno de glicol é preferido, dado ainda que se pretende minimizar a potência de bombagem requerida.

Na figura 3.3 está representada a variação do ponto de fusão da água glicolada com a concentração mássica de glicol. Como é possível de verificar, a temperatura de fusão decresce acentuadamente com a concentração de glicol. No entanto, as temperaturas de operação típicas para a água glicolada de bancos de gelo encontram-se entre -1°C e -9°C , a zona de interesse encontra-se entre os 10% e os 30%. Dado que os refrigerantes do *chiller* encontrar-se-ão a uma temperatura mais baixa do que a água glicolada, é necessário trabalhar com uma concentração tal que o seu ponto de fusão seja da ordem (ou menor) do que a temperatura do refrigerante do *chiller*. Daí a zona de interesse se alargar até aos 30% de concentração e não se ficar pelos 20%.

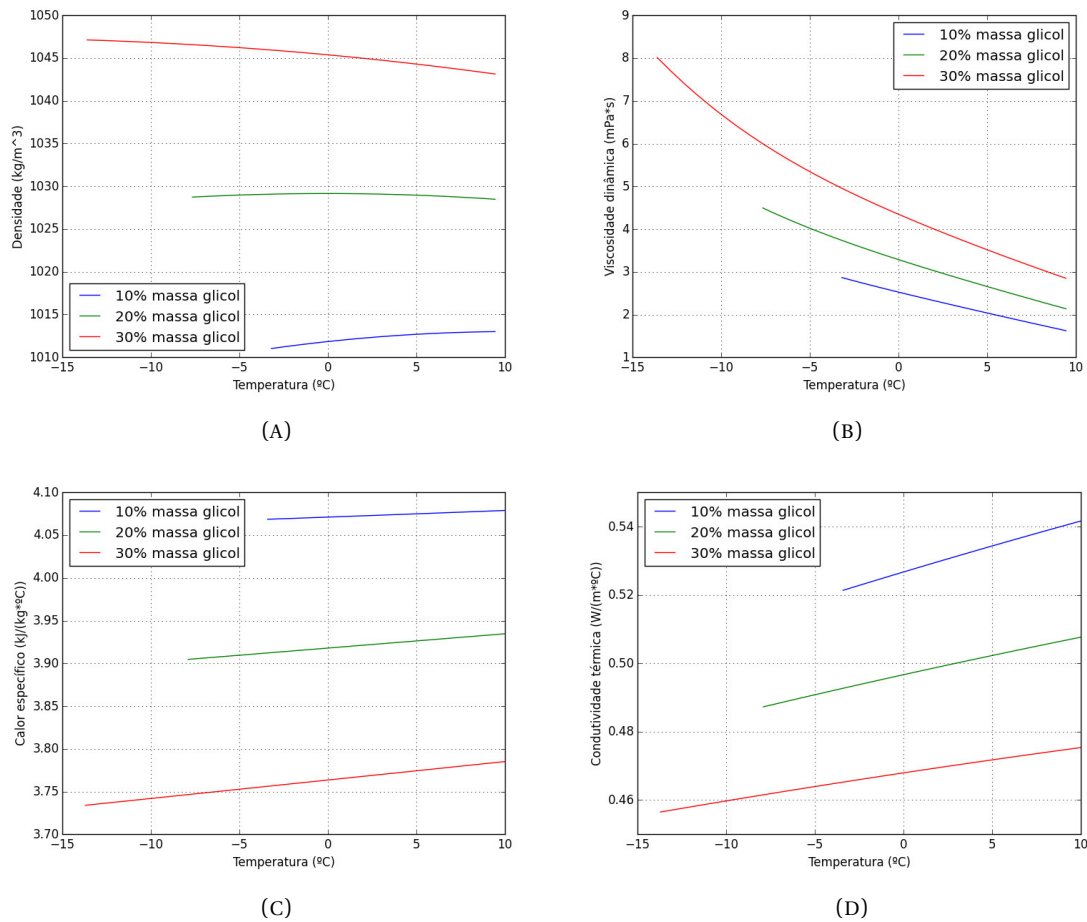


FIGURA 3.4: Propriedades de uma solução aquosa de etileno de glicol em função da temperatura: (A) densidade; (B) viscosidade dinâmica; (C) calor específico e (D) condutividade térmica[6].

Na figura 3.4 estão representadas algumas propriedades de interesse para o sistema da água glicolada, em função da temperatura de operação, para algumas concentrações mássicas. Estas são as propriedades de interesse pois estão diretamente relacionadas com a taxa de transferência de calor do sistema e, conseqüentemente, com a potência térmica do sistema. Ver-se-á no capítulo seguinte de que forma estas propriedades estão relacionadas e, conseqüentemente, será justificado que uma menor concentração traduz-se em maior taxa de transferência de calor e em maior eficiência do sistema.

3.4 Coeficiente de transferência de calor

Um dos fatores de maior relevância no modelo descrito é o coeficiente de transferência de calor entre a água glicolada e a mistura água/gelo. Isto porque a partir desta dependem a maior parte dos outros fatores como o custo específico, a densidade energética, a geometria do permutador,

o tempo de carga, entre outros. Daí ser importante realizar uma análise cuidada e detalhada da transferência de calor no sistema, a qual se vai retratar neste capítulo.

A transferência de calor no sistema está dividida essencialmente em condução através das paredes do tubo e da camada de gelo e convecção da água glicolada e da água do tanque, nas fronteiras água/gelo. Dependendo do tipo de escoamento e do caudal de operação, a convecção pode-se tornar o fenómeno de maior relevância - típico no regime turbulento totalmente desenvolvido. Para tal, será feita uma análise adimensional da transferência de calor, em regime laminar e turbulento, contando também com uma análise do escoamento externo, relativa à água do tanque.

De referir que a transferência de calor depende também da geometria e material dos tubos, bem como de outros fatores como a disposição geométrica dos tubos do permutador. Nem todos estes fatores foram parametrizados, embora, em primeira aproximação, a análise efetuada se possa considerar válida.

O ponto de partida da análise é a Lei do arrefecimento de Newton (equação 3.13), que dita que a taxa de perda de calor de um corpo, \dot{Q} é proporcional à diferença de temperatura entre este e o ambiente, ΔT :

$$\dot{Q} = k\Delta T \quad (3.13)$$

Em que a constante de proporcionalidade, k , é o coeficiente de transferência de calor. Dependendo do tipo de processo de transferência de calor, este coeficiente pode ou não contar com fenómenos de condução e convecção. O inverso do coeficiente de transferência de calor é normalmente denominado por resistência térmica e é tipicamente o parâmetro analisado em processos termodinâmicos devido à maior facilidade de cálculo.

O problema de transferência de calor num tubo cilíndrico, com fluído a circular internamente e externamente já foi retratado anteriormente[24]. Daí, pode se retirar que para este processo, a resistência térmica $\frac{1}{k}$ é dada por:

$$\frac{1}{k} = \frac{r_2}{r_1 h_1} + \frac{r_2}{\lambda_t} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{h_2} \quad (3.14)$$

Em que $r_{1,2}$ são os raios interno e externo do tubo, λ_t é a condutividade térmica do material que o constitui e $h_{1,2}$ são os coeficientes de transferência de calor devido à convecção interna e externa ao tubo. Analogamente, se existir uma camada de gelo a envolver o tubo, a resistência térmica $\frac{1}{k_i}$ é dada por:

$$\frac{1}{k_i} = \frac{r_i}{r_1 h_1} + \frac{r_i}{\lambda_t} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_i}{\lambda_i} \ln\left(\frac{r_i}{r_2}\right) + \frac{1}{h_2} \quad (3.15)$$

Em que r_i é o raio de gelo (distância entre o centro do tubo e a fronteira exterior da camada de gelo) e λ_i é a condutividade térmica do gelo.

Os coeficientes de transferência de calor de convecção exigem uma análise diferente e relativamente mais complexa. Para tal, é necessário introduzir alguns conceitos típicos de análise de dinâmica de fluídos e de transferência de calor:

- **Número de Reynolds (Re):** constante adimensional dada pelo rácio entre as forças de inércia e as forças viscosas, é usado para prever o regime de escoamento de um fluído ou gás. Quando as forças viscosas dominam ($Re < 2300$), o regime de escoamento é tipicamente laminar. O contrário acontece para números de Reynolds mais elevados ($Re > 10000$) em que as forças inerciais de maior relevância tornam o escoamento turbulento. Para valores intermédios, tipicamente tem-se um regime de transição. O número de Reynolds é dado por:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (3.16)$$

em que ρ é a densidade do fluído, v é a velocidade média do escoamento, D é um comprimento característico do problema (no caso do escoamento do tubo corresponde ao diâmetro interno), μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica do fluído e ν é o coeficiente de viscosidade cinemática. As forças de inércia correspondem a vD e as forças viscosas denotam-se por $\nu = \frac{\mu}{\rho}$;

- **Número de Prandtl (Pr):** constante adimensional dada pelo rácio entre o coeficiente de difusão de momento (viscosidade cinemática) e o coeficiente de difusão térmica. Relaciona, então, a taxa de transferência de momento num fluído com a taxa de transferência de energia térmica. Os gases, caracterizados por uma baixa difusão térmica têm que $Pr \approx 1$. Já os metais líquidos, de alta difusão térmica, têm que $Pr \ll 1$. É então uma propriedade intrínseca do fluído dada por:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/(C_p \rho)} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.17)$$

em que α é o coeficiente de difusão térmica, C_p é o calor específico e k é a condutividade térmica do fluído;

- **Número de Nusselt (Nu):** constante adimensional dada pelo rácio entre a taxa de transferência de calor por convecção e a taxa de transferência de calor por condução, através da direção normal da fronteira de um fluido. Assim sendo, valores altos de Nu estão normalmente associados a convecção predominante, caso típico para regimes de escoamento turbulento, passando-se o oposto para regimes de escoamento laminar, em que a convecção é menos predominante. Este número é dado por:

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.18)$$

em que h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

Nas equações 3.14 e 3.15 é possível verificar que os únicos parâmetros destas equações que não estão definidos são os relativos aos coeficientes de transferência de calor por convecção. Ora estes coeficientes estão diretamente relacionados com as 3 constantes adimensionais apresentadas acima pelo que um estudo da relação entre a convecção e estes 3 coeficientes é exigido. Este estudo depende do tipo de escoamento: se é externo ou interno e, neste último caso, se é laminar, turbulento ou de transição entre laminar e turbulento. É apresentada uma discussão mais detalhada acerca do coeficiente de transferência de calor por convecção no apêndice C.

A análise efetuada é válida para a chamada zona desenvolvida do escoamento. No escoamento de um dado fluido num tubo, por exemplo, acontece que existe uma região de entrada na qual os perfis radiais térmico e dinâmico ainda não atingiram condições estacionárias, isto é, variam na direção do escoamento. A esta zona é chamada a região de entrada, na qual o coeficiente de transferência de calor por convecção decresce exponencialmente até estabilizar e ser constante, na zona desenvolvida de escoamento. Na zona desenvolvida, os perfis radiais térmico e dinâmico também são estacionários. O comprimento desta região de entrada varia com o tipo de regime de escoamento e com a geometria do tubo, sendo que também tem comprimento diferente para considerações térmicas ou hidrodinâmicas. Nesta análise, assume-se que estas regiões de entrada são suficientemente pequenas para que o coeficiente de convecção médio seja aproximadamente igual ao da região desenvolvida. Tal aproximação pode ser considerada válida para um banco de gelo dado que o comprimento das regiões de entrada é tipicamente uma ordem de grandeza superior ao diâmetro do tubo[7] e o comprimento do tubo, no caso destes sistemas é várias ordens de grandeza superior (cerca de 10^4) ao diâmetro.

3.5 Modelação em 3D

Para estudar a formação de gelo no sistema de armazenamento de frio, foi criado um modelo de simulação utilizando para isso o *software* COMSOL Multiphysics. O intuito deste modelo é estimar como se dá o processo de carga de um banco de gelo, através da taxa de formação de gelo no sistema, de volta dos tubos do permutador. Dado que existem vários fatores do modelo que são parametrizáveis, uma correta definição matemática destes é vital para o correto funcionamento do modelo e para a sua robustez. Os parâmetros já descritos na tabela 3.1 são aqueles que definem completamente a geometria do permutador mas existem mais parâmetros no modelo que o definem. Os restantes parâmetros estão apresentados na tabela 3.3.

TABELA 3.3: Parametrização utilizada no modelo, válida para ambas as geometrias.

Parâmetro	Expressão	Descrição
D_{min}	20cm	Diâmetro mínimo da espiral
D_{max}	80cm	Diâmetro máximo da espiral
L_{max}	80cm	Lado máximo permutador
N_1		Número de voltas da espiral
EET	$(D_{max} - D_{min}) / N_1$	Espaçamento entre tubos
t	(ISO 65)	Espessura do tubo
OD	(ISO 65)	Diâmetro externo do tubo
ID	(ISO 65)	Diâmetro interno do tubo
h_{max}	80cm	Altura máxima permutador
N_2	h_{max} / EET	Número de espirais/secções planares tubo
N_3	L_{max} / EET	Número de troços retos de tubo em secção planar
t'	(ISO 65)	Espessura do tubo coletor
OD'	(ISO 65)	Diâmetro externo do tubo coletor
ID'	(ISO 65)	Diâmetro interno do tubo coletor
$fill$	$OD/20$	Raio de curvatura de união
θ_w	0°C	Temperatura inicial água do tanque
len	50cm	Comprimento tubo simulação
amp		Amplificação diâmetro janela de simulação
k_c		Condutividade térmica tubo
v_{gl}		Velocidade água glicolada permutador
θ_b		Temperatura inicial água glicolada

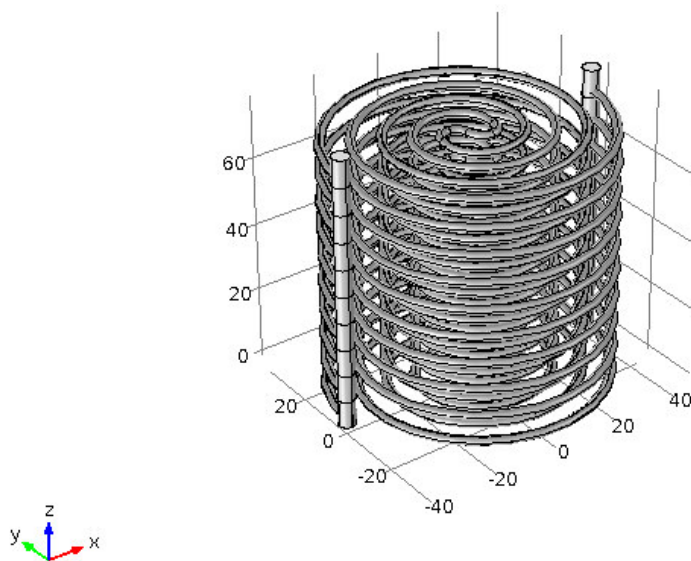


FIGURA 3.5: Geometria cilíndrica do permutador de calor do banco de gelo.

A geometria do modelo foi construída usando o *Geometry Builder* do COMSOL. O programa contém algumas formas geométricas comuns pré-definidas, em 2D e 3D, e algumas operações que permitem construir facilmente o permutador. Assim sendo, naturalmente os processos para construir as duas geometrias foram diferentes.

3.5.1 Geometria cilíndrica

Os passos detalhados para construir esta geometria podem ser verificados no apêndice A. O resultado final obtido é o da figura 3.5.

3.5.2 Geometria cúbica

Na geometria cúbica existem mais alguns passos a tomar na sua construção, descritos no apêndice B. A geometria construída pode ser vista na figura 3.6.

3.5.3 Funções definidas e materiais

Como foi demonstrado nas secções anteriores, os fenómenos de transferência de calor podem ser relativamente complexos, principalmente se tratarmos de escoamentos turbulentos, quer

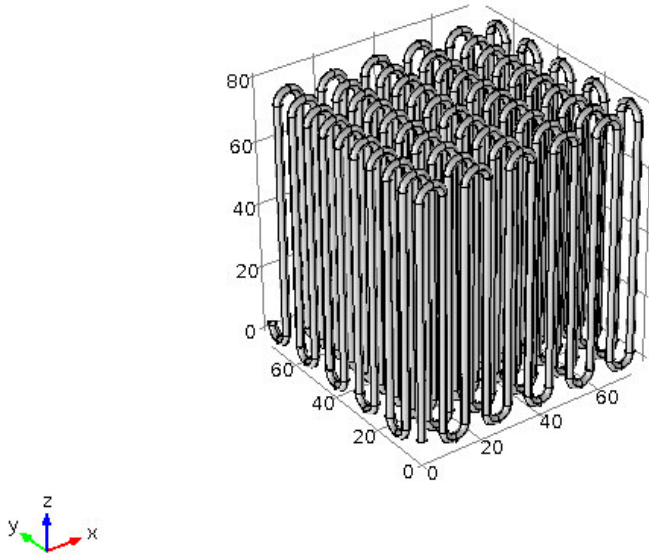


FIGURA 3.6: Geometria cúbica do permutador de calor do banco de gelo.

internos ou externos. Normalmente, como já demonstrado, as relações de transferência de calor são empíricas, associadas a uma dada margem de erro e dadas como válidas dentro de uma gama de parâmetros. Pelo que, como o tipo de fenómeno físico que se está a tratar não existe pré-definido no *software*, teve-se de definir as funções que modelam a transferência de calor.

O fluxo de calor que atravessa da secção de água líquida para a água glicolada é inversamente proporcional a resistência térmica, explícita na equação 3.15. No entanto, não fazia sentido utilizar esta expressão no *software* porque só é possível definir um fluxo de calor através de uma fronteira fixa pré-definida entre duas partes da geometria (virtuais ou reais). Como a região de fronteira de água líquida e gelo é dependente do tempo, devido ao gelo que se vai formando, escolheu-se a fronteira do tubo para definir o fluxo de calor através desta. Assim sendo, a equação a utilizar é a 3.14 para a resistência térmica. O que se faz no *software* é definir a fronteira pela qual existe um fluxo de calor para o interior do material e aí dar a expressão do fluxo de calor por unidade de área: proporcional à diferença de temperaturas entre os dois lados da fronteira e inversamente proporcional à resistência térmica:

$$Q = \left(\frac{r_i}{r_1 h_1} + \frac{r_i}{\lambda_t} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_i}{\lambda_i} \ln \left(\frac{r_i}{r_2} \right) \right) (T_{ext} - T) \quad (3.19)$$

Neste caso, h_1 representa a coeficiente de transferência de calor por convecção interna (do

lado da água glicolada). O coeficiente de transferência de calor por convecção externa não foi incluído por duas razões: o modelo construído não assume sobrefusão e a convecção externa na fronteira do tubo só existe nos instantes iniciais do processo de carga, antes da formação de gelo. Ainda assim, para definir h_1 , teve-se que definir primeiro os parâmetros dos quais este depende, presentes na relação de Dittus-Boelter (equação C.20). É usado o valor de n para aquecimento durante a carga e de arrefecimento durante a descarga. Assim sendo, definiu-se também o número de Reynolds e número de Prandtl da água glicolada. Ambas as variáveis são função da concentração de etileno de glicol e o número de Reynolds é também função do diâmetro do tubo e da velocidade média da água glicolada. Desta forma, as propriedades físicas das quais estes parâmetros adimensionais dependem, foram implementadas no *software* como sendo função da temperatura e da concentração.

3.5.4 Malha de simulação

A geração da malha de simulação é um dos passos mais importantes do modelo pois resultados fidedignos dependem fortemente deste passo. A geração da malha de simulação envolve a consideração de vários fatores, com o objetivo principal de obter a melhor aproximação dos resultados possível (minimização do erro), muitas vezes tentando obter o menor custo computacional. Ter o menor custo computacional possível (menor uso de memória e processamento) significa obter o menor número de graus de liberdade possível, sendo que este número é (geralmente) proporcional ao número de elementos da malha de simulação. No entanto, uma baixa densidade de elementos de malha pode significar que os resultados obtidos não convergiram, principalmente em zonas de elevado gradiente nas variáveis do problema.

O número de graus de liberdade é também dependente da ordem polinomial das funções de base utilizadas na formulação fraca. Para determinadas geometrias ou determinados problemas (tipicamente não-lineares), usar uma base de ordem polinomial superior pode significar melhores resultados. Logo, existe outro compromisso entre a ordem da base escolhida e a densidade da malha.

No caso de simulações de dinâmica de fluídos e transferência de calor, há um cuidado importante a ter em conta com a malha relacionado com a física destes problemas. No caso de problemas de dinâmica de fluídos, uma das condições fronteira tipicamente utilizadas refere-se às paredes de determinada estrutura (frequentemente tubos) nas quais se define que o fluído tem velocidade relativa (às paredes) nula. Esta condição fronteira de Dirichlet tem ainda maior impacto no regime turbulento onde gradiente da velocidade ao longo da direção radial é muito

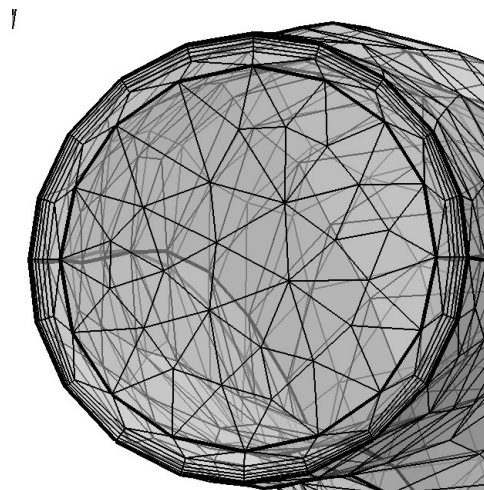


FIGURA 3.7: Malha de simulação em secção plana de tubo do permutador. Notar a malha na camada limite (faces quadrilaterais e de menor dimensão).

acentuado, junto à parede do tubo. A esta região de gradiente acentuado chama-se de camada limite, definida pela região em que a velocidade ainda não atingiu 99% da velocidade de regime livre. Esta região existe de forma análoga em problemas de transferência de calor, quer se utilize condições de Dirichlet ou de Neumann (fixação da derivada da variável dependente, neste caso o fluxo de calor), tendo em conta que a variável depende é, nestes casos, a temperatura. Desta forma, usualmente são utilizadas malhas de simulação não uniformes para problemas deste tipo. As malhas são não uniformes pois utiliza-se uma malha muito mais densa junto às paredes, e menos densa nas restantes regiões, onde o gradiente da variável é menor, como é possível verificar na figura 3.7. A malha na camada limite é também tipicamente constituída por hexaedros (ou elementos de maior número de vértices do que os elementos do que no volume). Assim sendo, garante-se que se consegue descrever mais corretamente a solução naquelas zonas.

O *software* utilizado está desenhado de forma que aquando da geração automática da malha, estas questões acima referidas sejam tidas em conta. Dado que determinados tipos de problemas requerem malhas mais densas, nomeadamente problemas de dinâmica de fluídos, o *software* calibra o tamanho dos elementos utilizados para diferentes tipos de problemas. Desta forma, foi usada uma geração automática da malha, com a calibração para problemas de escoamentos laminares. Esta malha utilizada é composta por elementos tetraédricos com dimensões variáveis, de forma a melhor descrever a geometria do sistema. Apesar das dimensões serem variáveis, foi possível parametrizar o tamanho máximo e mínimo dos elementos, de forma a se poder fazer estudos de convergência da malha

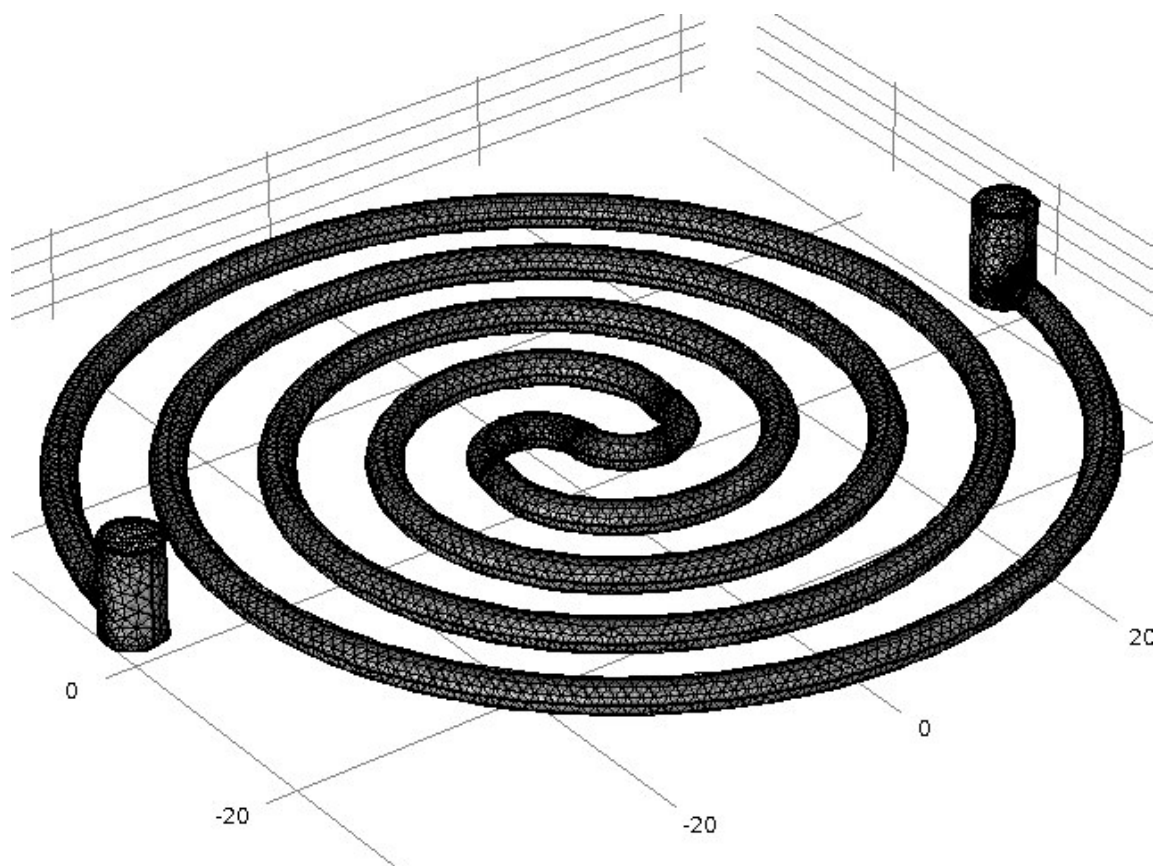


FIGURA 3.8: Malha de simulação de um elemento do permutador.

3.5.5 Problemas encontrados

Logo após se ter criado a malha de simulação do sistema, começaram a ser evidentes os problemas que iam aparecer neste modelo. O modelo tridimensional do permutador do banco de gelo exigiu bastante alocação de memória aquando da geração da malha, sendo que teve-se mesmo que começar por criar a malha menos refinada possível, dentro das predefinições oferecidas pelo *software*. Ainda assim, aquando da geração da malha, os recursos de memória (RAM e virtual) utilizados pelo *software* foram elevados, utilizando os recursos disponíveis pelo PC utilizado quase ao limite.

Para evidenciar claramente as dificuldades encontradas, irá ser aqui ilustrado o cenário menos favorável, ou seja, o cenário que à partida faria obter os resultados menos satisfatórios e consequentemente exigiria menos tempo de computação e alocação de memória.

A geometria do permutador de calor pode ser dividida em várias secções planares de tubo em espiral, ligadas em paralelo entre si. Utilizou-se então, de modo a reduzir o número de elementos da malha, apenas uma secção planar de permutador e o volume que a envolvia para região da água/gelo do tanque.

Como não era importante aferir a temperatura das paredes do permutador, estas não foram representadas explicitamente no modelo: ao invés disso, a superfície que, no modelo, separa a água glicolada da água/gelo foi definida como uma camada fina de material com espessura e condutividade térmica parametrizáveis. Isto reduz consideravelmente o número de graus de liberdade do problema, visto que, se o tubo fosse explicitamente representado, a densidade de elementos neste iria ser elevada por se tratar de uma estrutura de espessura fina mas bastante comprida.

Como o módulo de escoamento laminar aplicava-se apenas à água glicolada (e este módulo, por razões já apresentadas, requer uma malha de simulação mais densa para obter resultados fiáveis), a malha de simulação no volume do tanque foi "relaxada", sendo menos densa do que a malha do tubo e apresentando menor densidade em pontos mais distantes do tubo, devido ao menor gradiente de temperatura. As malhas utilizadas foi uma das menos densas das predefinidas no *software* ("Coarse", utilizando a linguagem deste).

É importante também voltar a frisar que o escoamento laminar não seria o regime escolhido para operar no permutador de calor do banco de gelo, dado que o coeficiente de transferência de calor convectivo neste regime é consideravelmente mais baixo do que no regime turbulento. No entanto, o regime turbulento aumentaria consideravelmente o número de graus de liberdade do sistema pois os modelos físicos que os descrevem requerem o cálculo de mais variáveis dependentes em cada elemento. Ainda assim, o estudo no regime laminar iria permitir extrair resultados importantes que darão indicações por defeito aos resultados finais. Isto porque no regime turbulento, o coeficiente de transferência de calor é mais elevado.

O estudo realizado foi dependente do tempo. A unidade de tempo escolhida foi o minuto e escolheu-se o tempo final em função daquilo que poderia ser o tempo de carga de um banco de gelo, tendo em conta os períodos de vazio e super-vazio de fornecedores de energia nacionais. O passo temporal da simulação era aumentado gradualmente, visto que era necessária maior sensibilidade no início da carga do que no final.

O *solver* utilizado foi o PARDISO (*Parallel Sparse Direct Solver*) que, como o próprio nome indica, é direto, ou seja, resolve o sistema de equações matriciais utilizando apenas uma iteração. O *software* seleciona o *solver* de acordo com o modelo definido, tendo em conta a física que este abrange, o número de graus de liberdade, o tipo de matriz de sistema gerada, entre outros parâmetros. Desta forma, a escolha do *solver* é, à partida, otimizada para cada tipo de modelo.

O número de graus de liberdade do problema descrito foi de 66847. Tendo em conta as aproximações feitas, considera-se que este valor é relativamente elevado, dado que não traduz

eficazmente a física do problema, devido a todas as aproximações feitas.

A memória requerida para resolver determinado problema é diretamente proporcional ao número de graus de liberdade deste, embora o fator de proporcionalidade varie com inúmeros fatores, acima já referidos. A memória RAM do PC utilizado, que era de 4GB, para resolver os modelos era apenas uma das condicionantes deste. A memória alocada ao *software* notou-se ser insuficiente e grande parte da memória traduzia-se em memória virtual, o que aumenta o tempo da simulação para cerca de quatro ordens de grandeza acima. Aliado a este facto, o PC era simplesmente incapaz de resolver o problema pois, passado por vezes algumas horas de simulação, o *software* parava o processo e lançava a mensagem de erro de memória insuficiente.

Desta forma, dado o alargado espectro de ações deste projeto e os recursos que lhe foram alocados (nomeadamente nas máquinas disponíveis para resolver o modelo), decidiu-se que otimizar o modelo tridimensional iria requerer demasiado tempo pelo que decidiu-se simplificar o problema para modelos bidimensionais.

3.6 Modelo simplificado em 2D

Dadas as limitações referidas na secção 3.5, decidiu-se utilizar um modelo bidimensional de forma a reduzir drasticamente o número de graus de liberdade do problema e torná-lo acessível de resolver, dados os recursos computacionais disponíveis. A ideia era simular o crescimento de gelo em redor de uma secção de tubo de permutador de calor, parametrizando a transferência de calor dependente do escoamento da água glicolada e, depois de obter os resultados, extrapolar para o resto do permutador de calor, obtendo assim a performance do sistema do banco de gelo.

Contudo, deve-se ter em consideração que esta extrapolação pressupõe que a temperatura da água glicolada ao longo do permutador de calor é constante, o que só pode ser uma boa aproximação se o percurso de água glicolada for curto - caso em que os tubos do permutador estão ligados em paralelo a dois coletores. Outro fator prende-se com o facto de que as relações para descrever a transferência de calor em escoamentos turbulentos estão sujeitas a erros, por serem de cariz empírico. No entanto, no âmbito deste projeto, podem-se considerar estas aproximações como razoáveis.

3.6.1 Modelo 2D com simetria axial

Este modelo explora a simetria axial de um tubo constituinte do permutador de calor. Com a assunção que as propriedades do escoamento e transferência de calor num tubo sem curvatura são aproximadamente iguais às de um tubo com curvatura (nas duas geometrias propostas existe curvatura dos tubos), os resultados obtidos através deste modelo podem servir como base para extrapolar a performance do banco de gelo, em ambas as geometrias. No entanto, os resultados seriam mais representativos da geometria cúbica, pois a aproximação da curvatura seria mais realista. O escoamento em tubos com curvatura envolve outros processos de aumento da taxa de transferência de calor e da queda de pressão ao longo do percurso[7], que obviamente não seriam contabilizados neste modelo.

Neste modelo, representa-se o corte longitudinal da secção de tubo (neste caso, um retângulo), definindo depois a posição do eixo de simetria (o eixo central do tubo). A geometria tridimensional do tubo é definida através de uma revolução ao longo do eixo de simetria, revolução essa também parametrizada pelo utilizador. O resultado pode ser visualizado na figura 3.9.

O número de graus de liberdade do problema é assim reduzido em, pelo menos, uma ordem de grandeza para 9019 graus de liberdade. O comprimento do tubo dimensionado neste modelo foi de aproximadamente 20 vezes o diâmetro do tubo, para permitir que o escoamento se desenvolva totalmente e os efeitos da região de entrada sejam minimizados. No entanto, ainda assim este modelo demonstrou-se pouco prático para o grau de detalhe que era exigido neste projeto: as simulações paramétricas (variação iterativa de parâmetros definidos) que eram de maior interesse demoravam algumas horas a resolver, tendo em conta que a malha e o *solver* utilizados foram os predefinidos pelo *software*. Decidiu-se então que o custo-benefício desta abordagem não era o desejado, pelo que tentou-se ainda reduzir a complexidade do modelo para permitir a obtenção de resultados mais rapidamente.

3.6.2 Modelo 2D de secção normal

A última instância de baixa complexidade do modelo ocorre quando se extrapola os resultados da performance do banco de gelo a partir da simulação do crescimento de gelo numa secção reta de tubo (figura 3.10). Sendo possível prever o perfil de temperatura da água glicolada ao longo do escoamento pelo permutador, bem como a evolução do caudal, e parametrizando a simulação para obter a taxa de crescimento de gelo para a gama de temperatura e caudal desejados, pode-se extrapolar a performance de carga do banco de gelo.

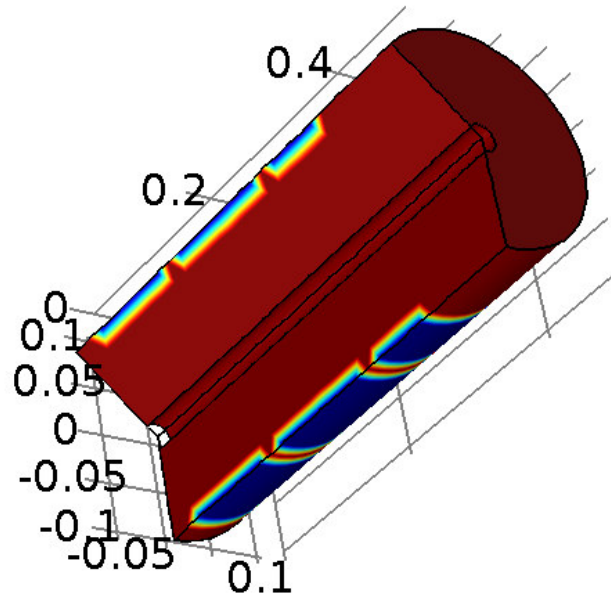


FIGURA 3.9: Geometria do modelo 2D com simetria axial (a azul está representada a água e a vermelho o gelo, no final da carga).

O número de graus de liberdade desce ainda mais para 1770 e o tempo de simulação é de alguns segundos, o que vai de encontro às expectativas para o modelo. Claramente, este modelo tem limitações: não traduz diretamente efeitos da variação da geometria do banco de gelo; a evolução de temperatura, caudal e pressão ao longo não são resolvidos mas devem ser calculados, o que induz erro aos resultados, entre outros. Ainda assim, considerou-se que dado o âmbito deste projeto, a aproximação efetuada é válida e a performance do banco de gelo foi estimada com base nos resultados obtidos através deste modelo.

3.6.3 Sonda de fração de gelo

Para avaliar os resultados das simulações efetuadas, por vezes é necessário efetuar medições localizadas de determinadas variáveis ao longo do tempo. O equivalente numa experiência física real seria colocar um sensor no domínio de determinado material para avaliar a evolução de determinada variável. No caso deste modelo, a variável de interesse é a espessura média de gelo que se forma ao longo do tubo do permutador.

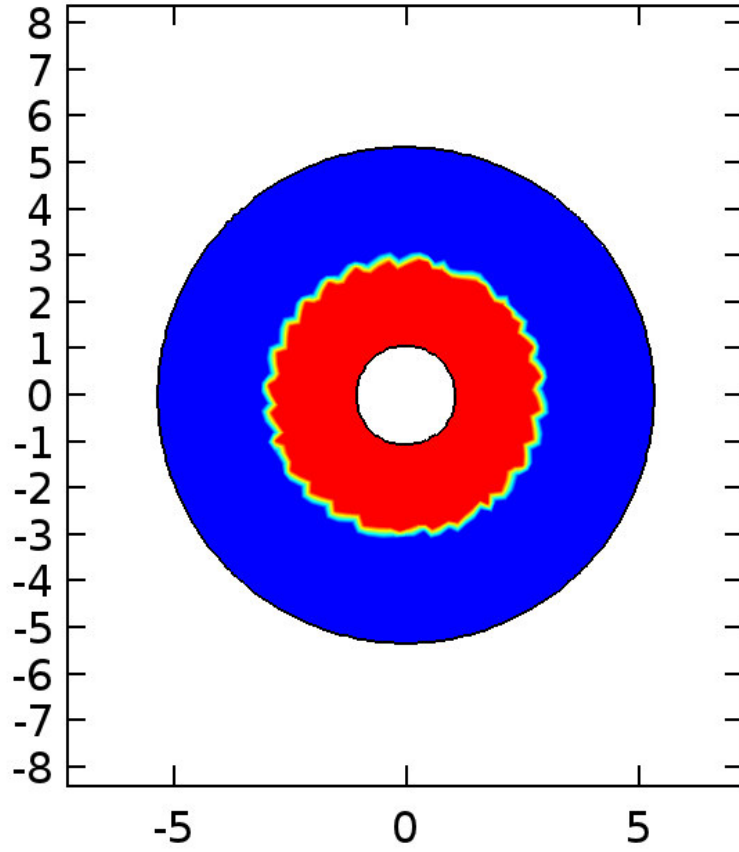


FIGURA 3.10: Geometria do modelo 2D de secção normal (a azul está representada a água e a vermelho o gelo, no final da carga).

Desta forma, definiram-se duas sondas de domínio (*domain probes*) para 1) medir a espessura média de gelo ao longo do tempo de simulação e 2) registar a espessura média de gelo ao final do tempo de simulação - esta sonda seria utilizada para a espessura total de gelo acumulado em função de determinado parâmetro.

A sonda utilizada faz uma média de determinada expressão ao longo do domínio pretendido. Neste caso, começa-se por determinar a média de fração de gelo, designada aqui por α no domínio da seguinte forma:

$$\alpha = \frac{m_2}{m_1 + m_2} = \frac{1}{A_{tot}} \iint_{\Omega} \theta_2(x, y) dS \quad (3.20)$$

Depois, o raio médio de gelo, isto é, a distância média entre o centro do tubo e a interface gelo-água, é calculada da seguinte forma, para ter em conta a diferença de densidades entre a água e o gelo:

$$r_{ice} = r_0 \sqrt{\alpha (A^2 - 1) \frac{\rho_{eq}}{\rho_2} + 1} \quad (3.21)$$

Em que a densidade equivalente do domínio é dada por:

$$\rho_{eq} = \alpha \rho_2 + (1 - \alpha) \rho_1 \quad (3.22)$$

E o parâmetro A é o factor multiplicativo que determina o raio do domínio circular de simular, isto é:

$$r_{sim} = A r_0 \quad (3.23)$$

3.7 Resultados obtidos

Os resultados obtidos pelas simulações são constituídos por 2 grupos de resultados: os resultados paramétricos, nos quais se avalia a taxa média de crescimento de gelo em função de determinados parâmetros e os resultados dinâmicos, nos quais se estuda a evolução temporal da espessura de gelo, fixando determinados parâmetros. Os resultados paramétricos permitem obter informação sobre a relevância de determinado parâmetro na performance do sistema. Já os resultados dinâmicos permitem induzir acerca do perfil de carga do banco de gelo quando se fixa determinados parâmetros.

Os resultados dinâmicos foram, por sua vez, também divididos em 2 grupos, que diferem essencialmente na medida do diâmetro do tubo que constitui o permutador de calor. Um dos grupos foi simulado para a medida DN15 enquanto que o outro foi simulado para a medida DN20. Já as espessuras, mesmo para cada medida de diâmetro, são variáveis para diferentes materiais devido aos regulamentos regentes, nomeadamente entre metais e polímeros. Foram efetuadas simulações para obter os resultados dinâmicos para tubos de DN15 e DN20, considerando diferentes materiais a constituir o tubo do permutador de calor. A temperatura da água glicolada utilizada foi de -4°C . Posteriormente, efetuaram-se simulações quer no regime turbulento, quer no regime laminar, com números de Reynolds de 10000 e 4000, respetivamente.

3.7.1 Apresentação e discussão de resultados paramétricos

Seguem então apresentados alguns dos resultados obtidos. Na figura 3.11 podemos ver os gráficos que representam a acumulação de gelo ao final de determinado período de carga (10 horas) em função de alguns parâmetros. De notar que os resultados gráficos apresentados abaixo tem como parâmetros "por defeito" o diâmetro DN20 do tubo em cobre à temperatura de água glicolada de -4°C .

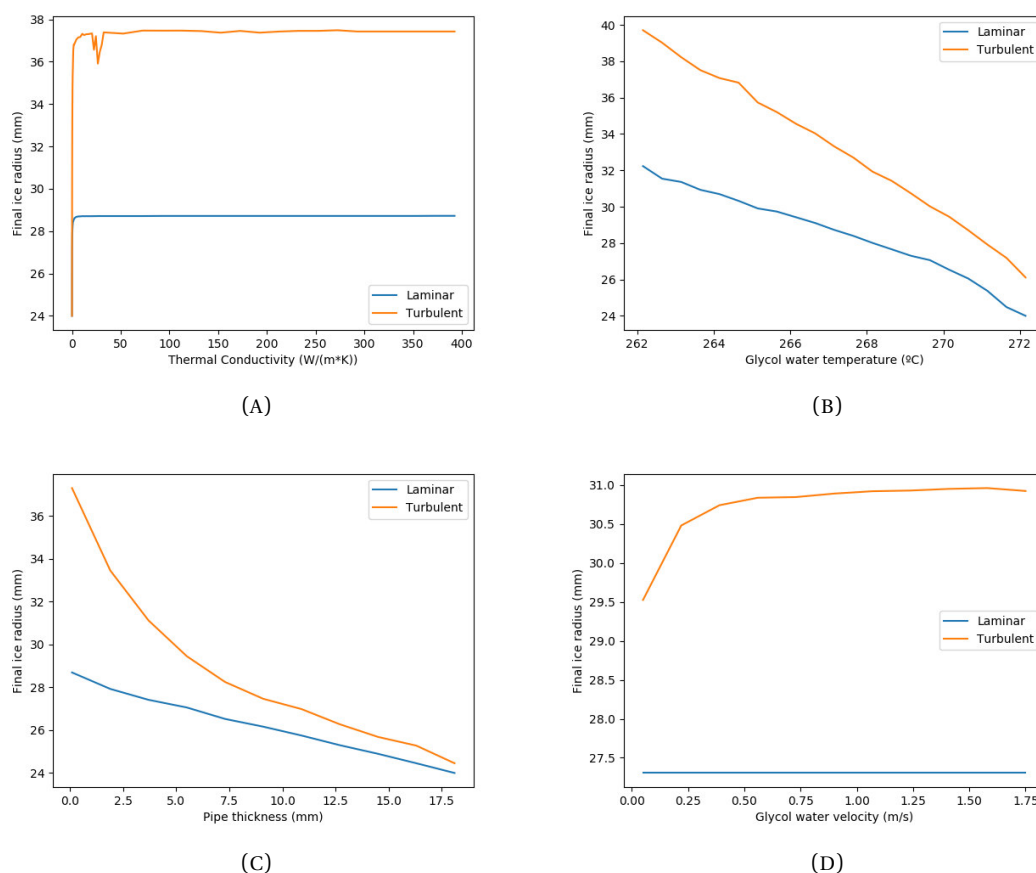


FIGURA 3.11: Raio médio final de gelo num tubo DN20 em função de diferentes parâmetros: (A) condutividade térmica do tubo; (B) temperatura da água glicolada; (C) espessura do tubo e (D) velocidade da água glicolada.

Um dos primeiros fatores que é comum a todas as figuras do regime laminar é o facto de a espessura de gelo acumulada ao final de 10 horas ser relativamente pequeno (ordem das unidades de milímetro). Tal tem que ver com o facto do número de Nusselt ser relativamente baixo neste regime. Posteriormente, pode-se verificar que a dependência na condutividade térmica do material do tubo tem um comportamento assintótico, sendo que existe um valor *threshold* a partir do qual a espessura final de gelo permanece constante - valor esse que ronda 15 W/(mK) . Já dependência na temperatura da água glicolada tem uma tendência claramente linear, o que torna esta um dos parâmetros também bastante importantes no estudo. Esta dependência linear faz sentido do ponto de vista matemático dado que o calor transferido é proporcional a diferença de temperatura entre os dois meios em questão (gelo e água glicolada) e a quantidade de gelo (consequentemente, espessura) é proporcional ao calor transferido. Verifica-se também uma tendência quase linear na dependência na espessura do tubo. Esta tendência que parece linear é "enganadora" porque na verdade, a massa de gelo formada

e a espessura do tubo são inversamente proporcionais. Não existe dependência aparente na velocidade no regime, dado que o número de Nusselt é constante no regime laminar.

No regime turbulento, os resultados apresentam algumas diferenças. Em primeiro lugar, a espessura de gelo acumulada é muito maior do que no caso do regime laminar. Isto vai de encontro à noção de que o regime mais favorável à maior transferência de calor entre dois meios é o regime turbulento[7]. Em termos qualitativos, os gráficos das figuras 3.11a e 3.11b não apresentam grandes diferenças do regime laminar (à exceção dos desvios da tendência dos gráficos devido a erros numéricos da análise). Na figura 3.11c verifica-se de facto a relação de proporcionalidade inversa entre a a espessura do tubo e a massa de gelo acumulada. Já a figura 3.11d ilustra outro tipo de comportamento em relação à dependência da velocidade de circulação da água glicolada nos tubos, típica do regime turbulento e resultado da equação C.20.

As conclusões principais a tirar destes resultados são que: (1) a condutividade térmica é crítica apenas abaixo de um valor limite k_c , que neste caso ronda os 15 W/(mK) ; (2) a temperatura é outro fator crítico pelo que a quantidade de gelo formada é maior tanto menor a temperatura, sendo que existe uma relação linear entre estes dois fatores; (3) a espessura do tubo também é crítica e é inversamente proporcional à quantidade de gelo formada; (4) a velocidade é dos parâmetros também mais importantes a ter em conta pois, para o mesmo tubo, é a velocidade que define o regime de escoamento e o regime turbulento apresenta taxas de crescimento de gelo muito superiores ao regime laminar e (5) no regime laminar a velocidade tem pouco ou nenhum efeito na taxa de formação de gelo enquanto que no regime turbulento parece existir uma tendência assintótica crescente.

3.7.2 Apresentação e discussão de resultados dinâmicos

Para além de estudar a dependência de determinados parâmetros na acumulação de gelo ao final da carga, estudou-se também o processo de carga em função do tempo para diferentes materiais, nos regimes laminar e turbulento. Mais uma vez, estes resultados foram obtidos para tubos DN15 e DN20 com a menor espessura possível segundo as normas ISO 65. Os materiais escolhidos foram 6: cobre, aço inoxidável, alumínio, polietileno de alta densidade (PEAD ou HDPE em inglês), polipropileno (PP) e PVC. Tentou-se obter materiais com um largo espetro de condução térmica, tendo em conta que sejam materiais que poderiam ter condições de ser utilizados no permutador do banco de gelo.

A figura 3.12 ilustra o crescimento do gelo para os diferentes materiais, nos dois diâmetros de tubo DN15 e DN20, em regime laminar e turbulento. Como se pode verificar mais uma vez,

existe uma grande diferença entre a acumulação de gelo entre os dois regimes de escoamento. Existe ainda uma diferença ao nível do comportamento da carga: enquanto que no regime laminar esta aproxima-se da linearidade, no regime turbulento existe uma curvatura nos processos de carga que é mais evidente. Isto acontece porque, à medida que a camada de gelo aumenta de espessura, a resistência térmica aumenta o que abranda a taxa de formação de gelo. Como seria também de esperar, existe uma grande diferença na quantidade de acumulação de gelo entre os materiais metálicos e os polímeros, sendo que os últimos não são tão bons condutores térmicos. É de notar que os gráficos nos quais as condições são as menos favoráveis ao crescimento de gelo (DN20, materiais poliméricos e regime laminar), existe um dado *delay* até que se comece de facto a formar gelo. Isto tem que ver com o facto da potência transferida por unidade de área ser baixa, o que faz com que seja necessário algum tempo até que seja transferida energia suficiente para formar uma camada de gelo de espessura que seja significativa para o *software*. Repare-se ainda que os gráficos para os materiais metálicos encontram-se praticamente sobrepostos, daí não se notar o gráficos para alumínio e aço.

É importante notar que os resultados dinâmicos obtidos são os que vão de facto vão servir para análise do custo específico do banco de gelo. São efetuadas simulações também para outras temperaturas, espessuras e diâmetros de tubo, velocidades de circulação da água e concentrações de glicol na água glicolada. Os dados das simulações (espessura de gelo em função do tempo) para cada um destes casos são depois exportados para tratamento posterior, de forma a se poder inferir sobre o banco de gelo.

3.8 Validação dos resultados

Para se ter um termo de comparação com os resultados obtidos, foi utilizado um artigo de referência na modelação de bancos de gelo, já aqui citado, desenvolvido por *Halasz et al.* [18]. Neste artigo, é apresentada uma equação que modela a espessura de gelo ao longo dos tubos do banco de gelo, numa secção de controlo, $c\nu$, de volume infinitesimal. A equação é a seguinte:

$$\frac{\partial r_i}{\partial t} \approx \frac{k_i A_i^{c\nu} (0 - \theta_b) - h_i A_i^{c\nu} (\theta_w - 0)}{2r_i \pi \rho_i \Delta L^{c\nu} (C_{p_w} \theta_w + \Delta H_i - \frac{1}{2} C_{p_i} \theta_b)} \quad (3.24)$$

Em que r_i é o raio de gelo (desde o centro do tubo até à camada periférica de gelo), k_i é o inverso da resistência térmica entre a água e o gelo, $A_i^{c\nu}$ é a área de superfície do gelo em contacto com a periferia, θ_b é a temperatura da água glicolada, θ_w é a temperatura do volume

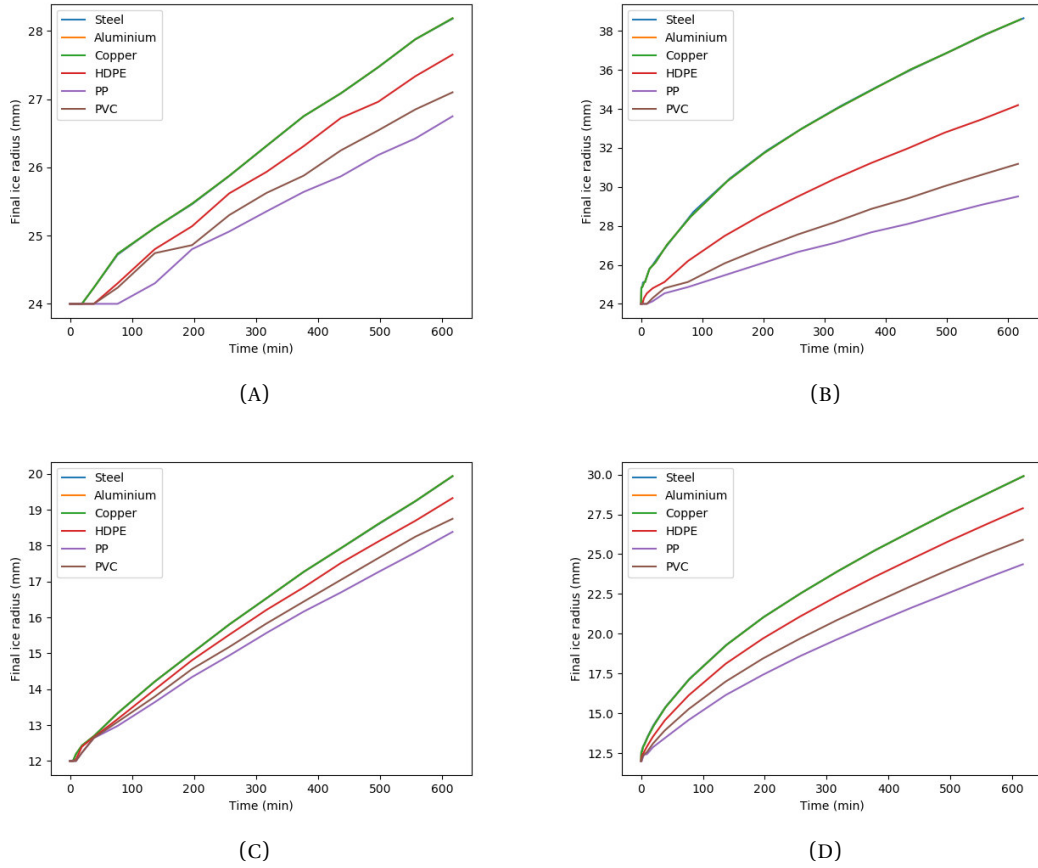


FIGURA 3.12: Raio médio de gelo em função do tempo para diferentes condições: (A) regime laminar num tubo DN20; (B) regime turbulento num tubo DN20; (C) regime laminar num tubo DN15 e (D) regime turbulento num tubo DN15.

(*bulk*) de água no tanque, ρ_i é a densidade do gelo, ΔL^{cv} é o comprimento da secção de controlo, $C_{p_{w,i}}$ representam o calor específico da água e do gelo, respetivamente e ΔH_i representa o calor latente de fusão do gelo.

A equação 3.24 foi então resolvida para os mesmos casos já acima descritos, para servir de termo de comparação com os resultados obtidos no COMSOL. Era necessária apenas a condição inicial do raio de gelo em $t = 0$, e este era imposto como sendo igual à dimensão DN15 ou DN20. Esta equação foi resolvida utilizando a linguagem Python, com recurso a um simples método de Runge-Kutta explícito de 4ª ordem.

Como se pode verificar pelos exemplos expostos na figura 3.13, os perfis de crescimento de gelo são qualitativamente semelhantes quando comparados com os da figura 3.12, que são calculados nas mesmas condições. Existe uma clara diferença na ordem de grandeza dos valores que pode ser explicada com recurso à expressão utilizada para a resistência térmica em cada um dos casos. Enquanto que no caso do modelo em COMSOL, a resistência térmica imposta é

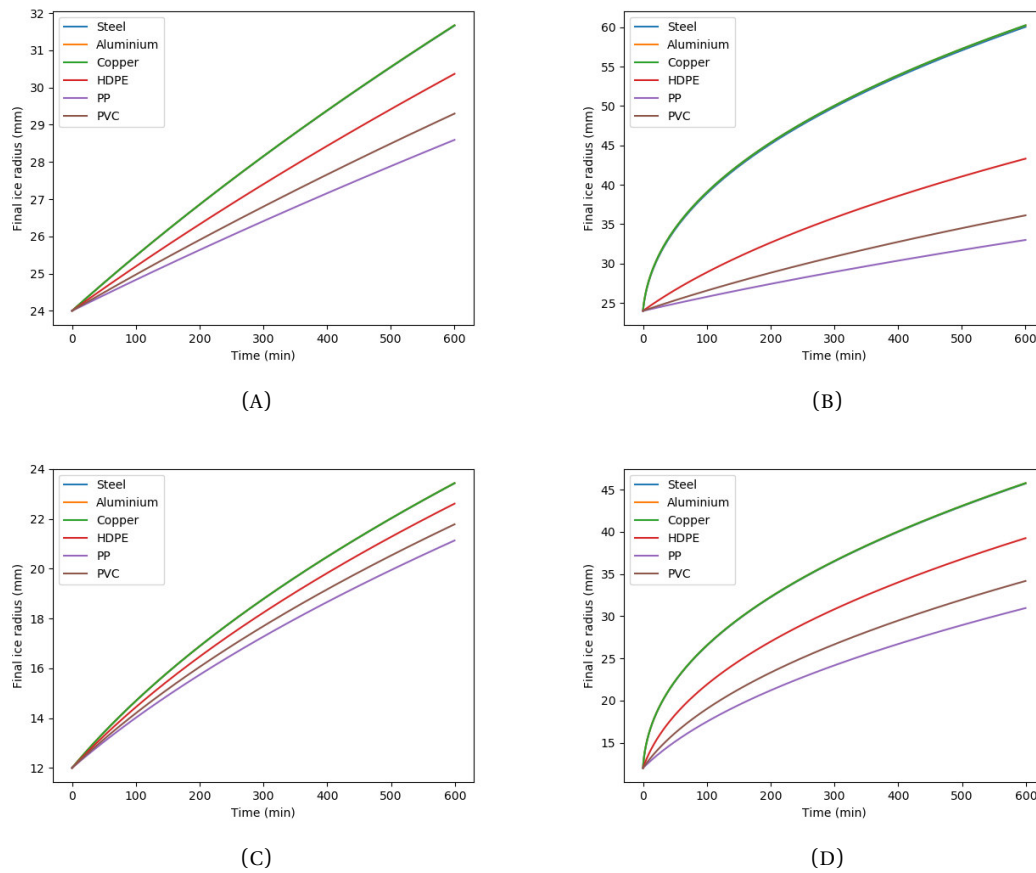


FIGURA 3.13: Raio médio de gelo em função do tempo obtido pela equação 3.24 para diferentes condições: (A) regime laminar num tubo DN20; (B) regime turbulento num tubo DN20; (C) regime laminar num tubo DN15 e (D) regime turbulento num tubo DN15.

a resistência entre as duas faces do tubo e como tal não conta com a camada de gelo (equação 3.14), no caso da resistência térmica do modelo de *Halasz et al.*, esta contém dois termos relativos à espessura de gelo (equação 3.15). Assim sendo, os resultados diferentes podem-se explicar por este fator, sabendo que o modelo de COMSOL trata internamente das quantidades de calor transferidas, considerando o gelo e os outros materiais no modelo, utilizando para isso as equações descritas na secção D.1.

Capítulo 4

Tratamento e apresentação de dados

Os dados obtidos no capítulo 4 devem ser então tratados para se passar de dados relativos a espessura de gelo numa secção bidimensional de tubo até à energia de frio acumulada em todo o banco de gelo.

A extrapolação é feita com uma assunção forte mas que pode ser mais ou menos acertada em certos *designs* de bancos de gelo: a espessura de gelo e taxa do seu crescimento é uniforme ao longo do tubo de todo o permutador do banco de gelo. Esta assunção é menos realista quando: (1) o percurso da água glicolada dentro do permutador é longo sendo que a queda de temperatura ao longo deste também é elevada (permutador ligado em série) e (2) o permutador de calor tem poucas secções de tubo retas, dado que a transferência de calor em secções circulares, nomeadamente helicoidais [7], é superior. No entanto, se o permutador de calor do banco de gelo estiver ligado em paralelo ao coletor e se utilizar a geometria cúbica (ou uma cilíndrica com um tanque de diâmetro elevado), a aproximação é mais realista porque a queda de temperatura é menor e o a maior parte do percurso da água glicolada é feita em troços lineares de tubo.

Para calcular o custo específico da instalação do banco de gelo, é contabilizado apenas o custo do permutador de calor. Na verdade, o peso que o permutador tem no custo total de instalação do banco de gelo torna-se muito mais relevante para instalações de carga maior, em que o comprimento do tubo do permutador chega a ser de algumas centenas de metros. A estratégia utilizada para calcular o custo do permutador foi de procurar vários fornecedores de tubagem dos diferentes materiais e dimensões simulados. Foram procurados fornecedores de todo o mundo, especialmente de Portugal, China e Turquia, sendo que os fornecedores chineses apresentavam os preços mais competitivos. A cada produto destes fornecedores foi atribuído

um código de identificação para facilitar a mesma. Depois de obtido o preço por metro de tubo, bastava ter o comprimento total de tubo para se calcular o preço do permutador.

4.1 Cálculos efetuados

Resta então explicar como foi calculada a carga do banco de gelo. Antes de se efetuar os cálculos, os dados obtidos pelas simulações foram todos passados para um ficheiro Excel e aí se efetuaram os cálculos necessários, para agilizar e facilitar o processo. O método de cálculo é diferente para as duas geometrias mas tem como princípio manter a densidade energética de acumulação ao máximo possível.

O cálculo presumia que o espaço do tanque disponível para o permutador de calor do banco de gelo estava truncado. Como o banco de gelo idealizado seria ainda em versão protótipo, este espaço era pequeno. Desta forma, presumiu-se que, no caso da geometria cúbica, o permutador de calor deveria estar contido num cubo de lado de 80 *cm*. Já no permutador da geometria cilíndrica, o permutador deveria estar confinado a um cilindro com 80 *cm* de diâmetro e 80 *cm* de altura. Partindo dessa premissa, podem-se calcular os comprimentos.

No caso da geometria cúbica, deve-se entender que esta pode ser dividida em N secções complanares, em que o tubo faz um percurso contínuo (ver figura 4.1). Este N é dado pela divisão inteira entre o lado máximo do permutador (80 *cm*) e o espaçamento entre tubos. Analogamente, cada secção complanar tem $N + 1$ troços lineares e N semicírculos juntos os troços lineares. O diâmetro do semicírculo é igual ao espaçamento entre tubos. O espaçamento entre tubos é um parâmetro importante no *design* do banco de gelo. Se este for muito reduzido, quando o gelo se começa a formar pode deixar pouco espaço entre camadas adjacentes de gelo, não permitindo a boa circulação da água no tanque, promovendo estratificação da temperatura neste e possível sobrefusão. Deste modo, utilizou-se o critério de deixar que o espaçamento entre camadas adjacentes de gelo fosse de 8 *mm* à carga máxima do banco de gelo. Este critério maximiza a densidade energética do banco de gelo e define o espaçamento entre tubos. Sendo assim, o comprimento total, L , do tubo do banco de gelo é dado por:

$$L = (N + 1) \left[(N + 1) (l_{max} - EET) + N\pi \frac{EET}{2} \right] \quad (4.1)$$

Em que EET denota o espaçamento entre tubos e l_{max} é o lado máximo do permutador, neste caso 80 *cm*.

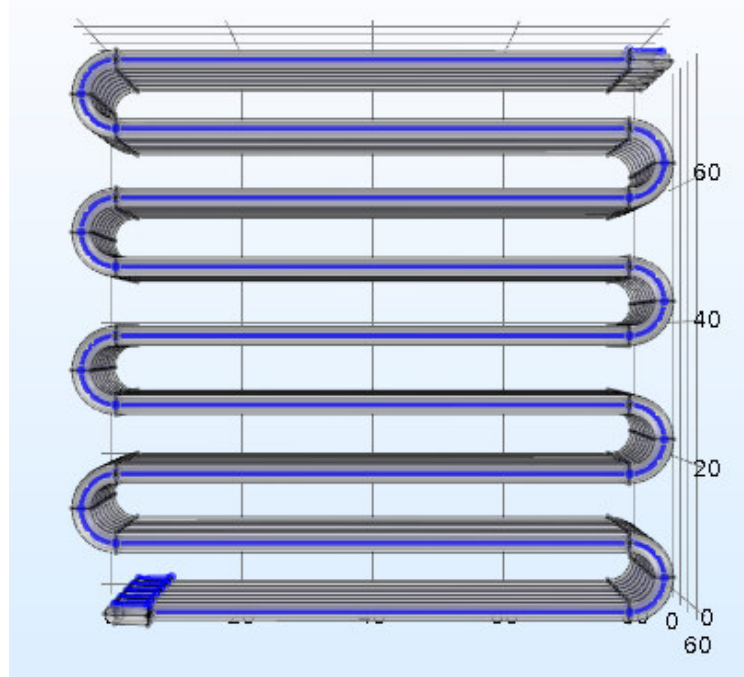


FIGURA 4.1: Secção complanar na geometria cúbica.

No caso da geometria cilíndrica, o cálculo é algo diferente. As secções complanares tem agora a forma de espirais de Arquimedes, cujo cálculo do comprimento é resolvido com recurso a um integral. Em primeiro lugar, é óbvio verificar que neste caso, o espaçamento entre tubos não pode ser calculado segundo o mesmo critério que na geometria cúbica visto que as espirais tem de terminar em pontos fixos (para se juntar ao coletor). Este facto pode ser mais facilmente ilustrado olhando para a secção complanar na figura 4.2. O cálculo desta forma seria pouco prático de executar no Excel pelo que se arranjou uma alternativa. A alternativa foi associar gamas de valores de espessura de gelo a diferentes valores para o espaçamento entre tubos, de tal modo que a distância entre camadas de gelo fosse sempre a menor possível mas nunca fosse inferior a 8 mm. Sendo que o espaçamento entre tubos é neste caso ditado pelo número de voltas da espiral, n , o espaçamento entre tubos é então função de n . Logo, se cada secção complanar tiver comprimento d_n , o comprimento total do permutador é dado por:

$$L = Nd_n \quad (4.2)$$

Depois de se obter os comprimentos de tubo, calculou-se a energia acumulada da seguinte forma:

$$Q = LA_{sec}\Delta H_i \quad (4.3)$$

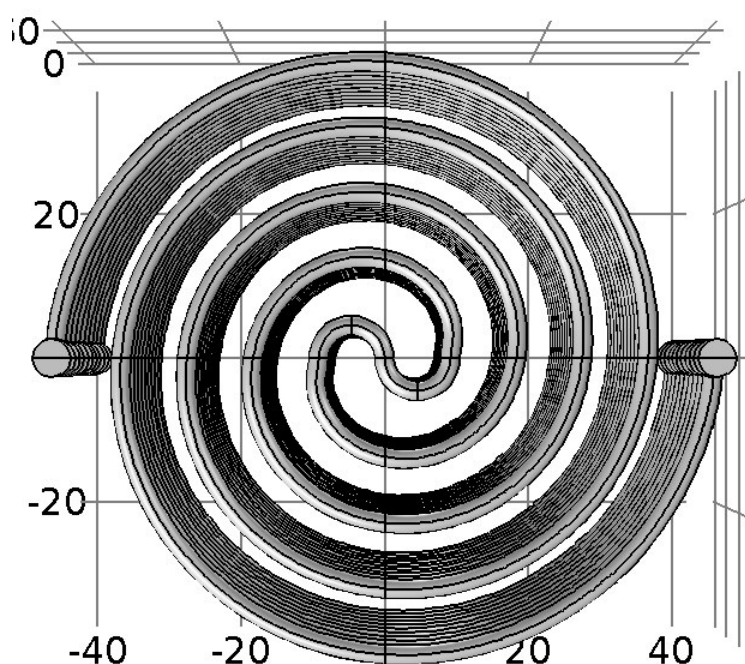


FIGURA 4.2: Secção complanar na geometria cilíndrica.

Em que A_{sec} é a área de secção de gelo.

A densidade energética foi calculada dividindo a energia acumulada pelo volume ocupado pelo permutador, sendo que o cálculo deste é trivial.

4.2 Apresentação dos resultados

Os dados estavam todos guardados num ficheiro Excel, divididos em folhas separadas para as duas geometrias. Nestes ficheiros, constava então as espessuras de gelo em cada ponto temporal calculado pelo COMSOL, para diferentes concentrações de glicol, diferentes tubos encontrados nos fornecedores (diferentes materiais, diâmetros e espessuras) e velocidade e temperatura da água glicolada. Os outputs principais eram então a energia acumulada, a densidade energética e o custo específico.

Para uma visualização mais apelativa e fácil, utilizou-se um *software* da Microsoft que valoriza a interatividade de visualizações e é bastante utilizado no sector de análise de dados para *Business Intelligence* (BI). O *software* chama-se Microsoft Power BI.

4.2.1 Microsoft Power BI

O Power BI é um *software* bastante recente, tendo em conta que a sua primeira versão pública foi lançada em julho de 2015. Esta ferramenta foi construída com base no Power Query do Excel e é sobretudo utilizada por analistas de dados que querem adicionar um elevado grau de interatividade às suas visualizações e ter fontes de dados de várias proveniências, desde *web scraping*, Google Analytics e bases de dados SQL a simples ficheiros CSV, Excel entre outros. O Power BI oferece ainda ferramentas de *Machine Learning* para análise de dados, tornando-o numa ferramenta cada vez mais presente em setores onde se analisam grandes quantidades de dados, como é o caso da eficiência energética. Visto que esta era um ferramenta de trabalho comum na EWEN, de elevado potencial e que servia perfeitamente o propósito de apresentação de dados do banco de gelo, decidiu-se utilizar este *software* para a a visualização dos mesmos.

4.2.2 Relatório em Power BI

Os dados do ficheiro Excel, já acima explícitos foram então importados para o Power BI, onde foram visualizados e sumariados num relatório. Este relatório tinha duas páginas, uma para cada geometria.

O aspeto do relatório está representado na figura 4.3. O relatório contém alguns filtros, colocados mais à direita da página que permitem restringir a escolha dos resultados a serem visualizados na tabela a baixo e nos painéis acima. A tabela no meio da página indica quais os produtos (tubos) considerados na análise. A tabela abaixo indica alguns inputs do modelo à esquerda e apresenta os outputs deste à direita. Nos painéis acima são representados o valor mínimo do custo específico, o valor mínimo do custo específico volumétrico e o valor máximo da densidade energética, tendo em conta a seleção imposta nos filtros. O custo específico volumétrico é apenas o custo do permutador dividido pela densidade energética, de tal forma que este é um parâmetro que se quer minimizar. Abaixo das setas que se encontram dentro dos painéis, são apresentadas as condições com as quais os valores apresentados no painel são obtidos. As células de ambas as tabelas também servem como filtro, pelo que podemos selecionar um determinado tubo na tabela informativa para averiguar os dados relativos a apenas aquele produto.

Com os filtros todos abertos, verifica-se que o custo específico mínimo obtido é de 0,69 $\$/kWh$, valor igual em ambas as geometrias. Este valor é igual em ambas as geometrias pois é independente do arranjo geométrico do tubo e do comprimento deste. Este custo específico mínimo é obtido com o tubo de polietileno de alta densidade, com dimensões DN20 (diâmetro

de 26,67 *mm* e 1,90 *mm* de espessura), com uma temperatura da água glicolada de -12°C, velocidade de 1,6 *m/s* e concentração mássica de glicol de 30%. No entanto, verificou-se também que a geometria cúbica apresenta uma densidade energética superior à da geometria cilíndrica (61,4 *kWh/m³* contra 52,3 *kWh/m³*). Esta diferença na densidade energética deve-se ao facto do espaçamento entre tubos na geometria cúbica ser sempre mínimo devido ao critério de deixar 8 *mm* de espaço entre camadas de gelo adjacentes - tal não acontece na geometria cilíndrica em que o espaço de camadas adjacentes é sempre o mínimo possível mais próximo de 8 *mm*, não sendo necessariamente esse valor. Estes valores de densidade energética foram ambos encontrados para o tubo de aço inoxidável, de DN15 (diâmetro de 21,34 *mm* e espessura de 2,11 *mm*), temperatura de -12°C, velocidade de 2 *m/s* e concentração de glicol de 30%, sendo que faz sentido ser um material metálico a obter melhores resultados no que diz respeito à densidade energética. Para se ter um termo de comparação entre as duas geometrias, avaliou-se a densidade energética das duas geometrias para o tubo que dava o menor custo específico, e valor igual em ambas. Verificou-se que a densidade apresentada pela geometria cúbica era superior (54,9 *kWh/m³* contra 47,1 *kWh/m³*).

Com o relatório da figura 4.3 e os resultados enunciados no parágrafo anterior, é então possível verificar que ambas as geometrias apresentam um custo específico equivalente, no entanto a densidade energética da geometria cúbica é superior. Este facto torna a geometria cúbica mais rentável para a construção de bancos de gelo.

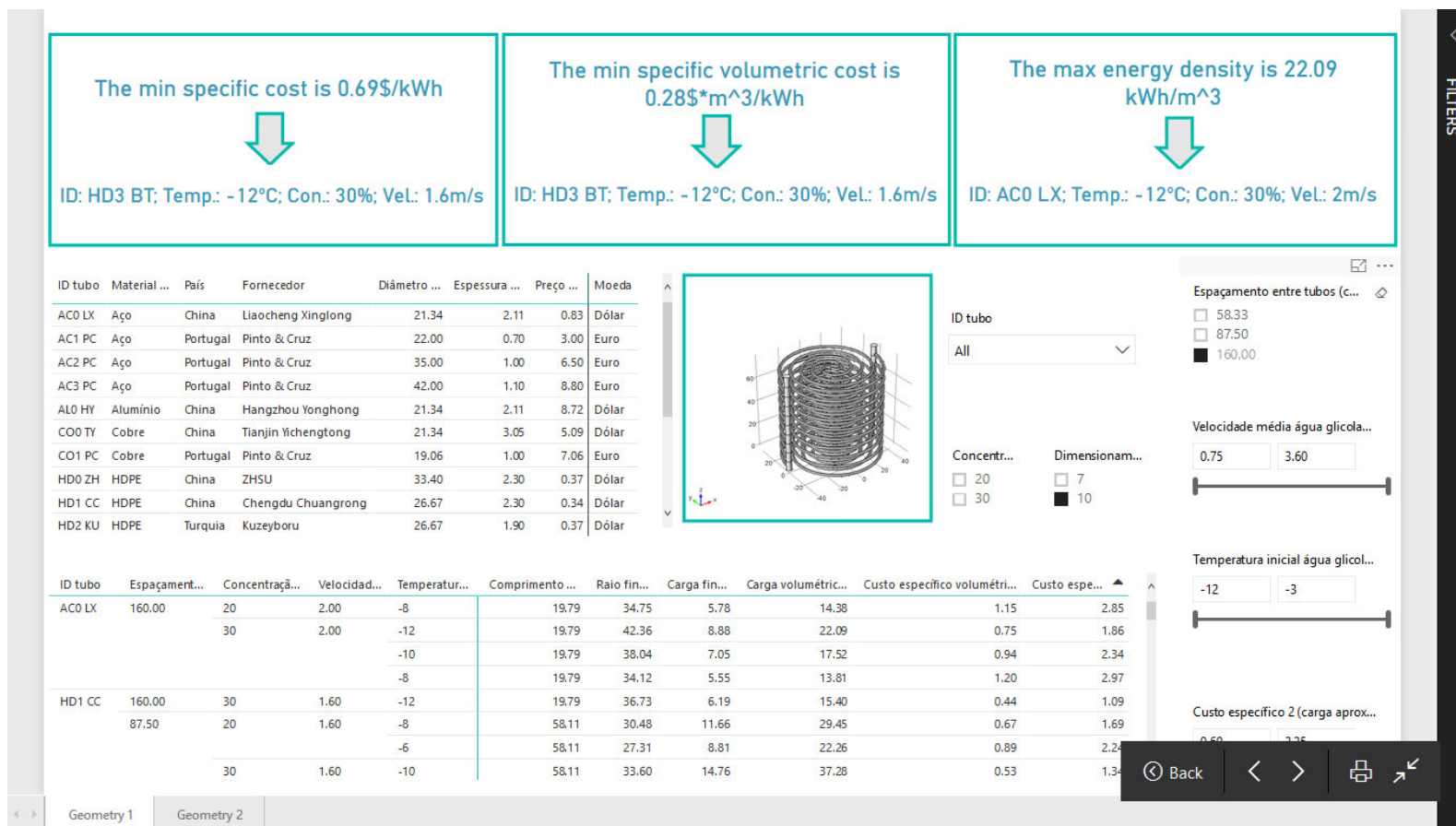


FIGURA 4.3: Relatório para visualizar custo específico.

Para servir de termo de comparação, foram verificadas duas patentes da Evapco[29],[30], reconhecida empresa vendedora de bancos de gelo. Os valores utilizados pelo sistema patenteado estão próximos dos valores que aqui são referidos, validando assim este modelo. A temperatura da água glicolada, -5.6°C , utilizada era ligeiramente abaixo do considerado standard neste modelo, -4°C . No entanto, usavam uma gama de velocidades mais baixa, até cerca de 1.4 m/s , para tubos de DN20. O seu espaçamento entre tubos era de cerca de 89 mm e a espessura de gelo acumulada era na ordem dos 35 mm , semelhante aos valores alcançados pelo aço inox e PEAD.

Capítulo 5

Sistema de refrigeração

Anexo a qualquer banco de gelo, existe sempre um sistema de refrigeração. Este, como já referido, carrega o banco de gelo, arrefecendo a meio de transferência de calor. Se o banco de gelo funcionar em regime parcial, este refrigera também o sistema exterior, conjuntamente com o banco de gelo.

Estes sistemas de refrigeração são constituídos por sistemas de compressão de vapor, que através do controlo de um compressor de vapor (e também da válvula de expansão) transferem determinada quantidade de calor do meio a refrigerar para outro meio que se encontra a uma temperatura mais elevada. A refrigeração propriamente dita dá-se no evaporador, no qual o gás refrigerante evapora, absorvendo calor do meio a refrigerar. Este vapor passa depois pelo compressor, onde lhe é aumentada a pressão e temperatura. O condensador é a unidade análoga ao evaporador, na medida em que o vapor sofre aqui também uma mudança de estado, voltando ao estado líquido, libertando o calor absorvido no evaporador. Posteriormente, a válvula de expansão, analogamente ao compressor, exerce uma variação da pressão no circuito, neste caso baixando-a, antes do refrigerante voltar ao evaporador. O trabalho mecânico que é imposto ao sistema é introduzido pelo compressor.

Desta forma, visto que existem essencialmente dois tipos de equipamentos no ciclo de refrigeração (variador de pressão no circuito e permutador de calor) é necessário apresentar um método de dimensionamento para estes, nomeadamente para o compressor e evaporador. O sistema do banco de gelo servirá para refrigerar água glicolada pelo que, o sistema deve ter também uma bomba de água, que promova a circulação de água glicolada entre o banco de gelo, o sistema de refrigeração e o meio a refrigerar. O método de dimensionamento da bomba é também aqui apresentado.

5.1 Compressor

Os compressores são o principal elemento de qualquer sistema de refrigeração ou bomba de calor, dado que nestes é exercido o trabalho necessário para transferir o calor do meio frio para o meio quente. Como já referido, o compressor é uma unidade mecânica que serve para aumentar a pressão (e, conseqüentemente, a temperatura) de um gás que circula em determinado sistema.

Existem várias classificações de compressores, sendo que a classificação primária divide os compressores em essencialmente dois grupos: os de deslocamento positivo e os compressores dinâmicos. A sua diferença essencial está no modo como é aumentada a pressão do gás: os do primeiro grupo definem-se sobretudo por aumentarem a pressão por diminuírem o volume de determinada quantidade de gás a cada passo, enquanto que os compressores dinâmicos imprimem energia cinética ao gás circulante, aumentando dessa forma a pressão. Os compressores de deslocamento positivo mais comuns são os compressores alternativos (ou de pistão) e os compressores dinâmicos mais comuns são os compressores centrífugos. Os compressores de pistão são geralmente usados para aplicações de baixa potência, na ordem de alguns kilowatt, como frigoríficos, enquanto que os compressores centrífugos são usados em aplicações de grande potência, tipicamente instalações de ar comprimido a nível industrial que requeriam, por exemplo, cerca de 75kW.

Outro tipo de classificação, mais usada em refrigeração, prende-se com o isolamento térmico do compressor e divide estes em três classes: os herméticos, semi-herméticos e abertos. Os compressores herméticos e semi-herméticos estão desenhados para que o próprio gás refrigerante sirva para arrefecer o próprio compressor e motor. Estes últimos fazem estão acoplados e contidos dentro de uma peça metálica. Esta peça metálica, que isola os componentes tem uma rosca na parte superior, no caso do compressor semi-hermético, enquanto que os compressores herméticos são completamente isolados - o que se torna numa desvantagem em caso de avaria pois o equipamento tem que ser completamente substituído.

Tipicamente, os compressores oferecidos no mercado estão desenhados para operar com determinado tipo de gás refrigerante. Estes refrigerantes, tipicamente HCFCs, CFCs ou até amoníaco, conhecidos popularmente pelos seus efeitos ambientais nocivos, são importantes pois as suas características termodinâmicas definem a aplicação a dar ao compressor e são importantes na análise da potência do sistema.

Antes da escolha do tipo de compressor que melhor se adequa a esta aplicação, é importante saber qual a potência térmica que se necessita de imprimir no sistema. Dado que se quer

refrigerar a água glicolada do banco de gelo, um primeiro parâmetro a estimar será a queda de temperatura da água glicolada no permutador de calor do banco de gelo. Como este valor não foi obtido pela modelo em COMSOL, é necessário calculá-lo analiticamente. A diferença de temperatura média entre a entrada de um tubo e a saída do mesmo pode ser demonstrada[7] que é:

$$\frac{T_s - T_{m,o}}{T_s - T_{m,i}} = \exp\left(-\frac{PL}{mC_p} h\right) \quad (5.1)$$

Em que P e L denotam o perímetro e o comprimento do tubo, respetivamente, e T_s denota a temperatura da superfície do permutador. A expressão 5.1 é sujeita a algumas aproximações. Esta implica que a temperatura da superfície do permutador, T_s , é constante, o que não é absolutamente verdade na medida em que, no final do processo de carga, após já existir alguma espessura de gelo, a temperatura deste à superfície do tubo desce abaixo dos 0°C. A assunção de calor constante, que resultaria numa equação ligeiramente diferente da equação 5.1, também não seria completamente verdadeira, uma vez que dado que a espessura de gelo varia consideravelmente ao longo do processo de carga, o calor transmitido à superfície também varia. Como a variação de espessura é mais acentuada do que a variação de temperatura do gelo, optou-se por escolher a equação 5.1.

A potência térmica do sistema torna-se assim mais fácil de obter:

$$P = \rho Q C_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (5.2)$$

É importante ressaltar que, ao longo do processo de carga do banco de gelo, a potência requerida pelo mesmo não é constante. No início da carga, enquanto que a espessura de gelo é menor, o aumento de temperatura da água glicolada é por sua vez superior, pelo que a potência requerida será também maior. Desta forma, o dimensionamento do sistema de refrigeração deverá ser feito com a assunção de que não existe gelo nas paredes do permutador, ou seja, a potência requerida é a máxima. Por outro lado, interessa também perceber qual o percurso de comprimento L ao longo do permutador. Quanto maior for este, maior o diferencial de temperatura. Assim sendo, se os tubos do permutador de calor estiverem todos em paralelo ligados ao coletor, o percurso será muito menor do que se tiverem ligados em série. Se o caudal for o mesmo em ambos os casos, a potência requerida será então menor se os tubos estiverem ligados em paralelo. Ainda assim, a potência média requerida pelo compressor, para um banco de gelo das dimensões referidas no capítulo 5 rondava os 6 kW.

Tendo então a potência térmica do sistema e sabendo que se necessita de operar a refrigerar água glicolada até cerca de -4°C , está-se então em condições para escolher o refrigerante e tipo de compressor a utilizar: tendo as características termodinâmicas do gás é possível calcular o fluxo de massa, \dot{m}_g necessário a imprimir ao gás refrigerante para proporcionar a potência térmica de refrigeração no evaporador:

$$\dot{m}_g = \rho Q = \frac{P}{\Delta H} \quad (5.3)$$

Em que ΔH é a entalpia de evaporação do refrigerante. A pressão do compressor depende dos restantes componentes do sistema de refrigeração.

5.2 Bomba de água

Em certa medida, a bomba de água tem um funcionamento análogo ao do compressor sendo que ambos tem como função pressurizar um fluido para o fazer deslocar ao longo de um circuito. A diferença fundamental é que a bomba de água pressuriza um líquido que é praticamente incompressível, traduzindo-se então essencialmente em energia cinética.

Os tipos de bombas de água são semelhantes aos tipos de compressores. No entanto, os dois parâmetros essenciais no dimensionamento de uma bomba de água são a altura manométrica e o caudal. A altura manométrica é altura da coluna de água que equivale à pressão que a bomba de água consegue imprimir ao circuito hidráulico. Este é um parâmetro relevante neste sistema porque a pressão no circuito depende fortemente do arranjo geométrico da tubagem: tubos circulares ou com inversões imprimem uma maior queda de pressão ao circuito. Outro fator que imprime uma maior queda de pressão é a rugosidade das paredes da tubagem que, causando atrito, aumentam a queda de pressão inerente ao sistema. A queda de pressão também depende em que regime de escoamento se encontra o sistema: se laminar ou turbulento.

Um fator que obviamente implica que a bomba necessite de maior pressão é a variação de altura no circuito. Mas para além deste facto, existe também uma queda de pressão associada a perdas viscosas ao longo do circuito. A equação que relaciona esta queda de pressão com o velocidade média de circulação do fluido no tubo é a relação de Darcy-Weisbach[31]:

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho v_{av}^2 \quad (5.4)$$

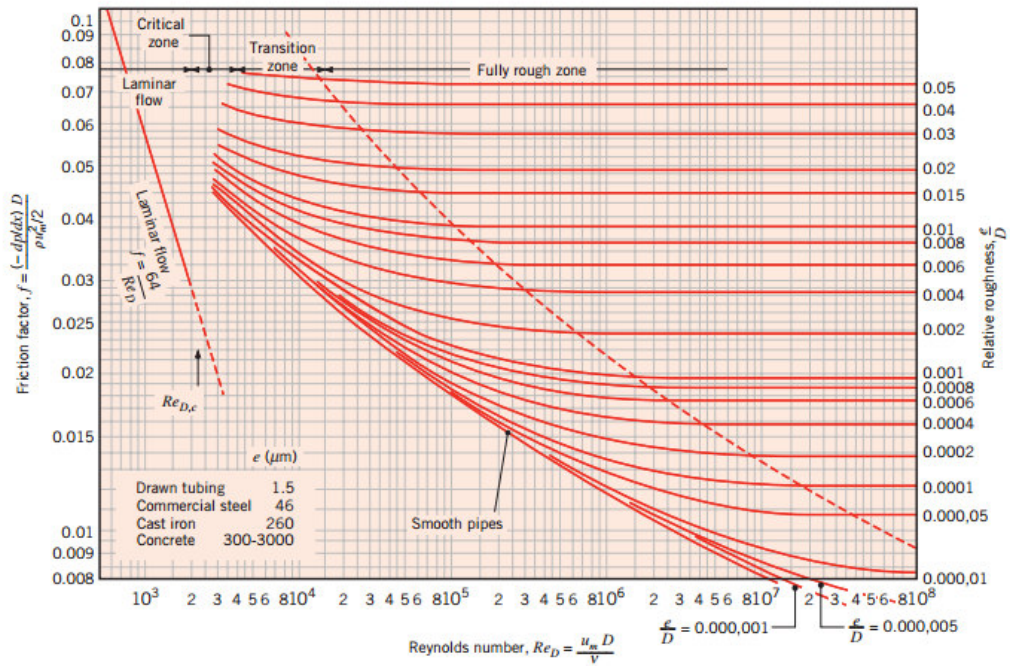


FIGURA 5.1: Representação do fator de Darcy em função do número de Reynolds[7].

Em que f_D é o fator (adimensional) de atrito de Darcy e L é o comprimento do tubo. Um exercício de análise dimensional permite observar que, tendo em conta que pressão tem unidades de energia por unidade de volume, o termo $\frac{1}{2}\rho v_{av}^2$ na equação 5.4 tem unidades de pressão, pelo que os outros termos devem resultar num fator adimensional. Tendo em conta que a queda de pressão deve ser proporcional ao comprimento do tubo e que esta é tanto maior quanto menor o diâmetro deste, o termo $\frac{L}{D}$ faz também sentido de um ponto de vista intuitivo. O fator de Darcy será então o parâmetro adimensional que resta calcular, que se pode ver representado em função do número de Reynolds na figura 5.1. No caso de escoamento laminar, é possível provar[7] que este fator é dado por:

$$f_D = \frac{64}{Re} = \frac{64\mu}{\rho v D} \quad (5.5)$$

Desta forma, o fator de Darcy é proporcional ao inverso do número de Reynolds. No caso de regime turbulento, a relação implícita e empírica de Colebrook-White é frequentemente utilizada[7]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2\ln\left(\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f_D}}\right) \quad (5.6)$$

Em que e representa a rugosidade (em dimensões de comprimento) média das paredes do tubo em questão.

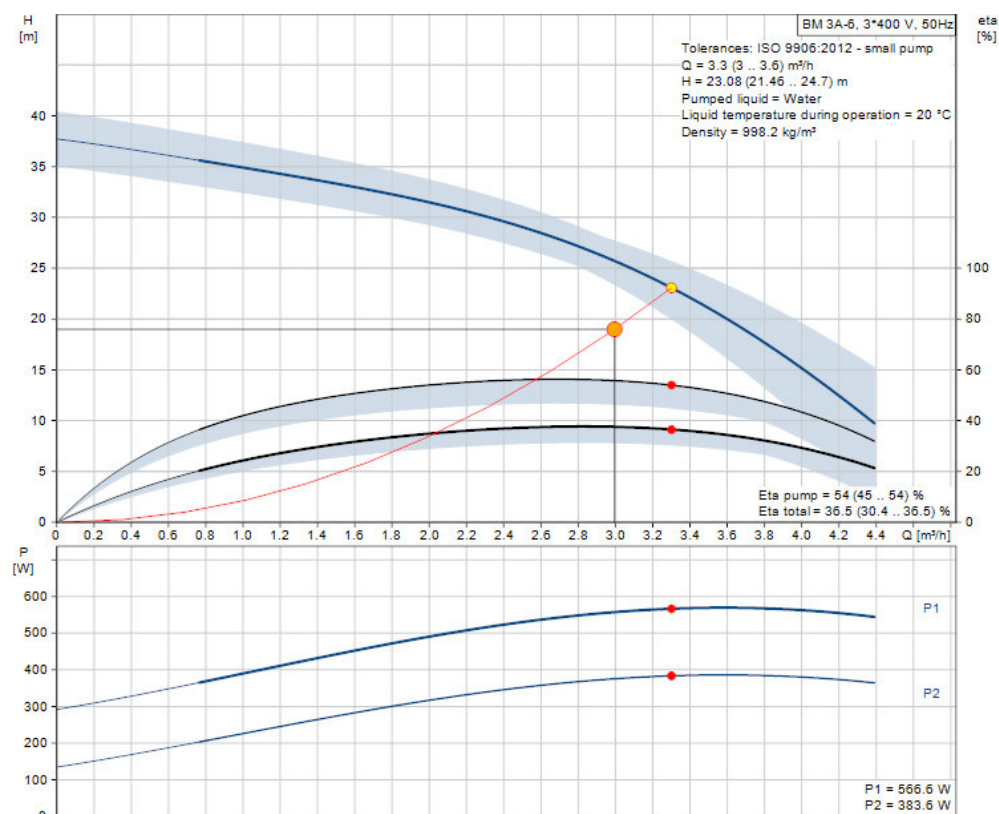


FIGURA 5.2: Curvas de operação da bomba de água modelo BM 3A-6 - 10781906 da Grundfos[8].

Depois de se ter calculado então a queda de pressão no circuito, a bomba de água a utilizar deve ser escolhida tendo em conta as condições de operação deste, que relacionam a pressão de trabalho com o caudal imposto no sistema. A curva do circuito tem tipicamente a forma da equação 5.4 e, dado um ponto de operação do circuito (caudal e queda de pressão), a curva da bomba escolhida deve se cruzar com a curva do circuito nesse preciso ponto de operação. A figura 5.2 explicita estas diferentes curvas para uma bomba de água, em que o ponto de operação para para um banco de gelo das dimensões referidas no capítulo 5 encontra-se representado. Começando da curva superior para a inferior: a 1ª curva representa a curva de operação da bomba representando altura de coluna de líquido correspondente (eixo das ordenadas do lado esquerdo) em função do caudal (eixo das abcissas); a 2ª curva representa o rendimento da bomba (potência mecânica do fluido / potência mecânica do eixo do motor); a 3ª curva representa o rendimento total do sistema (potência mecânica do fluido / potência elétrica fornecida); a 4ª curva (P1) representa a potência de indução no motor e a 5ª curva (P2) representa a potência mecânica do eixo do motor.

Este procedimento de seleção aplica-se também na escolha de compressores.

5.3 Permutador de calor

Os permutadores de calor neste sistema são o evaporador e o condensador. Intuitivamente, pode se ser levado a erradamente pensar que o evaporador e condensador deveriam ser dimensionados com a mesma quantidade de calor a extrair/inserir ao refrigerante mas, na verdade, o condensador está sempre ligeiramente sobredimensionado em relação ao evaporador. Isto acontece essencialmente porque o compressor exerce uma transformação isentrópica no material e consequentemente, a sua temperatura aumenta ao longo do processo de compressão, obrigando a que o calor a ser extraído pelo condensador seja superior ao calor absorvido pelo evaporador. No entanto, neste projeto, irá apenas ser dimensionado o evaporador como demonstração do processo de dimensionamento.

Tipicamente, os evaporadores em sistemas de ar condicionado consistem em serpentinas de reduzida espessura, constituídos por um bom condutor térmico, através das quais o refrigerante absorve o frio do ar, que por sua vez é impulsionado por uma ventoinha. No caso deste projeto, a transferência de calor a impôr-se não é entre o refrigerante e um gás, como acontece no ar condicionado, mas sim entre o refrigerante e um líquido (água glicolada). Assim sendo, o tipo de equipamento necessário para a permuta de calor ocorrer não é o mesmo. Neste caso, tipicamente utiliza-se permutadores de placas ou permutadores *shell and tube*, sendo que os últimos são os mais comuns em evaporadores e condensadores e são os de foco para este projeto.

Entre os métodos de dimensionamento disponíveis na literatura, o que mais se adequa ao dimensionamento de evaporadores, em que se assume temperatura constante do refrigerante durante a sua mudança de fase, é o método NTU (*Number of Transfer Units*). Neste processo, dados as propriedades termodinâmicas do refrigerante e água glicolada, dados do permutador e variação de temperatura que se pretende obter na água glicolada, os consegue-se obter a área de transferência de calor necessária e, consequentemente, o comprimento dos tubos que circulam dentro do permutador.

O método NTU baseia-se no cálculo de duas quantidades adimensionais que medem a eficiência de transferência de calor no permutador: a eficiência denominada por ε e o número de unidades de transferência NTU . A eficiência é simplesmente o rácio entre a taxa de transferência de calor efetiva, q , e a taxa de transferência de calor máxima, q_{max} . É possível demonstrar[7] que a taxa de transferência de calor máxima é dada por:

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (5.7)$$

Em que os índices h e c denominam o fluido quente e frio, respetivamente, o índice i denominada a entrada de cada um dos fluidos e C_{min} denota a taxa de transferência de calor por unidade de temperatura mínima, entre ambos os fluidos. Para cada um dos fluidos, esta taxa é dada por:

$$C_{c,h} = \dot{m}_{c,h} C_{p_{c,h}} \quad (5.8)$$

Já o número de unidades de transferência é definido por:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (5.9)$$

Em que U denota o coeficiente de transferência de calor efetivo e A a área de transferência de calor do permutador. O método NTU especifica que existe uma relação entre a eficiência e o número de unidades de transferência válida para cada tipo de permutador de calor, do tipo:

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (5.10)$$

No caso de um evaporador, tem-se que $C_{max} = \infty$, dado que se trata de uma mudança de fase. É possível demonstrar que nesse caso tem-se que:

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (5.11)$$

Usando então este procedimento de cálculo, pode-se dimensionar quer o evaporador, quer o condensador do sistema de refrigeração anexo ao banco de gelo. De notar que o evaporador a anexar ao sistema deve ser sempre sobredimensionado, para ter em conta a não total eficiência do sistema de refrigeração.

Capítulo 6

Sistema de monitorização

O controlo e monitorização dos equipamentos grandes consumidores de energia é um processo cada vez mais requerido pela indústria e até pelos próprios fornecedores de energia, principalmente em pontos do globo em que a rede elétrica é sobrecarregada. Na verdade, faz todo o sentido que esta monitorização seja feita porque se não for devidamente executada, não se pode melhorar a eficiência energética das instalações e perde-se dinheiro por mera falta de atenção. Esta monitorização é cada vez mais executada de forma integrada nos equipamentos. O banco de gelo, sendo um equipamento que por sua vez já implica poupanças energéticas, não é normalmente a estes sistemas de monitorização, no entanto, mesmo os bancos de gelo carecem por vez de eficiência no seu modo de operação, pelo que a sua monitorização também é essencial. Um caso de exemplo óbvio em que o controlo poderia ser importante é no caso de sobrecarga do banco de gelo em dias em que as necessidades de arrefecimento sejam previsivelmente mais baixas. Mesmo que não exista controlo automático do sistema, o próprio sistema de monitorização, através do cruzamento de dados do banco de gelo com outro tipo de dados (produção, AVAC, clima, etc) pode lançar alertas da sobrecarga do banco de gelo face às necessidades daquele período. Este é um dos inúmeros casos em que pode ser útil a monitorização mas outros exemplos poderiam ser dados: má operação de técnicos, deteção de avarias, fugas, alterações nos ciclos de produção, entre outros.

Outro fator que está inteiramente ligado à instalação de bancos de gelo é o tarifário energético de tempo de uso - os bancos de gelos são instalados quase sempre para fazer partido destes tarifários. Um sistema de monitorização que permitisse ao cliente interligar os dados de funcionamento do banco de gelo com o tarifário energético para desse modo poder aferir sobre as poupanças que o banco de gelo proporciona também é uma vantagem. Desta forma, poderia-se otimizar continuamente os períodos de operação deste, consoante o tarifário energético em

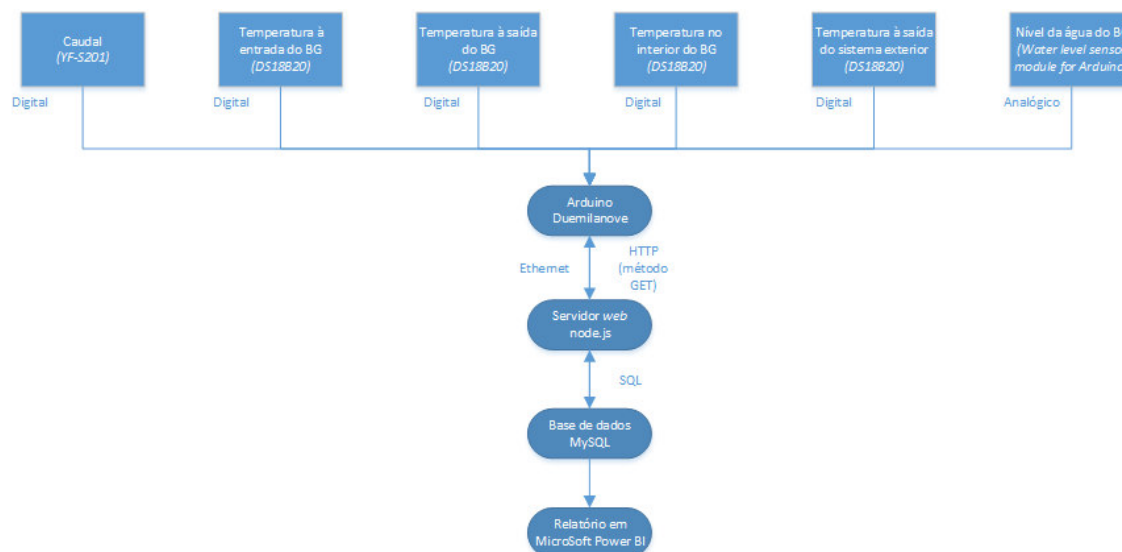


FIGURA 6.1: Fluxograma de informação no sistema de monitorização. As descrições entre parêntesis e *itálico*, nos elementos sensores, referem-se ao código do sensor em questão.

vigor, e até simular eventuais poupanças que decorreriam da mudança de tarifários.

A falta de monitorização integrada nos bancos de gelo comercializados nos dias de hoje é um facto. Posto este problema, esta parte do projeto visa desenvolver uma versão protótipo de sistema de monitorização inerente a um banco de gelo. Este protótipo iria monitorizar todas as componentes ativas do inerentes ao sistema do banco de gelo, utilizando para o efeito os respetivos elementos sensores necessários, e apresentar os seus resultados numa interface gráfica apelativa, não pondo de parte a possibilidade dos dados do sistema serem integrados nouro tipo de plataformas de monitorização (que podem já estar implementados na empresa cliente). Estes dados seriam guardados (e atualizados, no caso da interface gráfica) em intervalos de tempo definidos pelo utilizador, numa base de dados local ou remota (na *cloud*). O servidor em que a base de dados está instalada poderia também inferir sobre o estado de operação do banco de gelo (em carga, descarga, etc) e lançar alertas caso fosse necessário.

Nas secções seguintes será descrito o protótipo do sistema de monitorização, as suas componentes integrantes e modo de operação.

6.1 Princípios de funcionamento

O fluxograma de informação do sistema de monitorização está representado na figura 6.1.

Os elementos sensores, digitais ou analógicos, recolhem os dados de alguns pontos do sistema de monitorização, dados estes que são recolhidos por uma placa Arduino central. O Arduino, por sua vez liga-se a um servidor via cabo *ethernet*, sendo que este tipo de ligação é

frequentemente utilizado em unidades industriais. Nesta comunicação, é utilizado o protocolo HTTP (*HyperText Transfer Protocol*), com o método de requisição GET para uma transferência de informação mais intuitiva, não perdendo a segurança da comunicação (o servidor só aceita a comunicação de dispositivos predefinidos). Se a comunicação entre o Arduino, que age como cliente, e o servidor não se estabelecer, o Arduino grava a os dados em memória SD e envia-os na próxima ligação estabelecida com sucesso. O servidor, programado em Node.js (um interpretador de código JavaScript desenhado para ser utilizado em servidores), após receber os dados do provenientes do Arduino, deduz o estado de operação do banco de gelo e grava estes dados na base de dados local do serviço MySQL. O estado de operação do sistema é deduzido recorrendo também aos últimos registos presentes na base de dados. A última interface do sistema é um relatório em Power BI que estabelece uma ligação com a base de dados e apresenta graficamente os mesmos. No relatório é também possível verificar algumas medidas "macro" do sistema, nomeadamente relativamente às poupanças efetuadas, médias diárias e tarifários, tendo em conta que o relatório tem como input os dados do COP do sistema de refrigeração e os dados do tarifário energético em vigor.

A explicação mais detalhada do funcionamento de cada um dos componentes do sistema consta nas secções adiante.

6.2 Elementos sensores

A correta escolha e calibração dos diferentes elementos sensores é vital ao correto funcionamento do banco de gelo. É também essencial que estes sensores estejam colocados nos locais mais críticos do sistema. O arranjo da colocação dos diferentes elementos sensores no sistema de banco de gelo encontra-se na figura 6.2.

O caudalímetro é uma inserido após a bomba para medir o caudal que alimenta o banco de gelo, dado que este é um parâmetro que afeta a carga e descarga do sistema. Depois, foram colocados 4 sensores ao longo do circuito. Dois destes medem a temperatura à entrada e saída do banco de gelo. Com a diferença entre estas duas temperaturas, pode-se calcular a potência de carga e descarga do banco de gelo, juntamente com o caudal que atravessa o sistema. É inserido também um sensor de temperatura após o sistema exterior. Com este valor de temperatura e com o valor de temperatura à saída do banco de gelo (ou do *chiller*, no caso de ser este a refrigerar o sistema), pode-se calcular a potência útil de refrigeração no sistema exterior. Tendo em conta que a temperatura da água glicolada que entra no *chiller* é praticamente a mesma (no caso de baixas perdas na tubagem) que a temperatura da água que sai do sistema exterior, esta

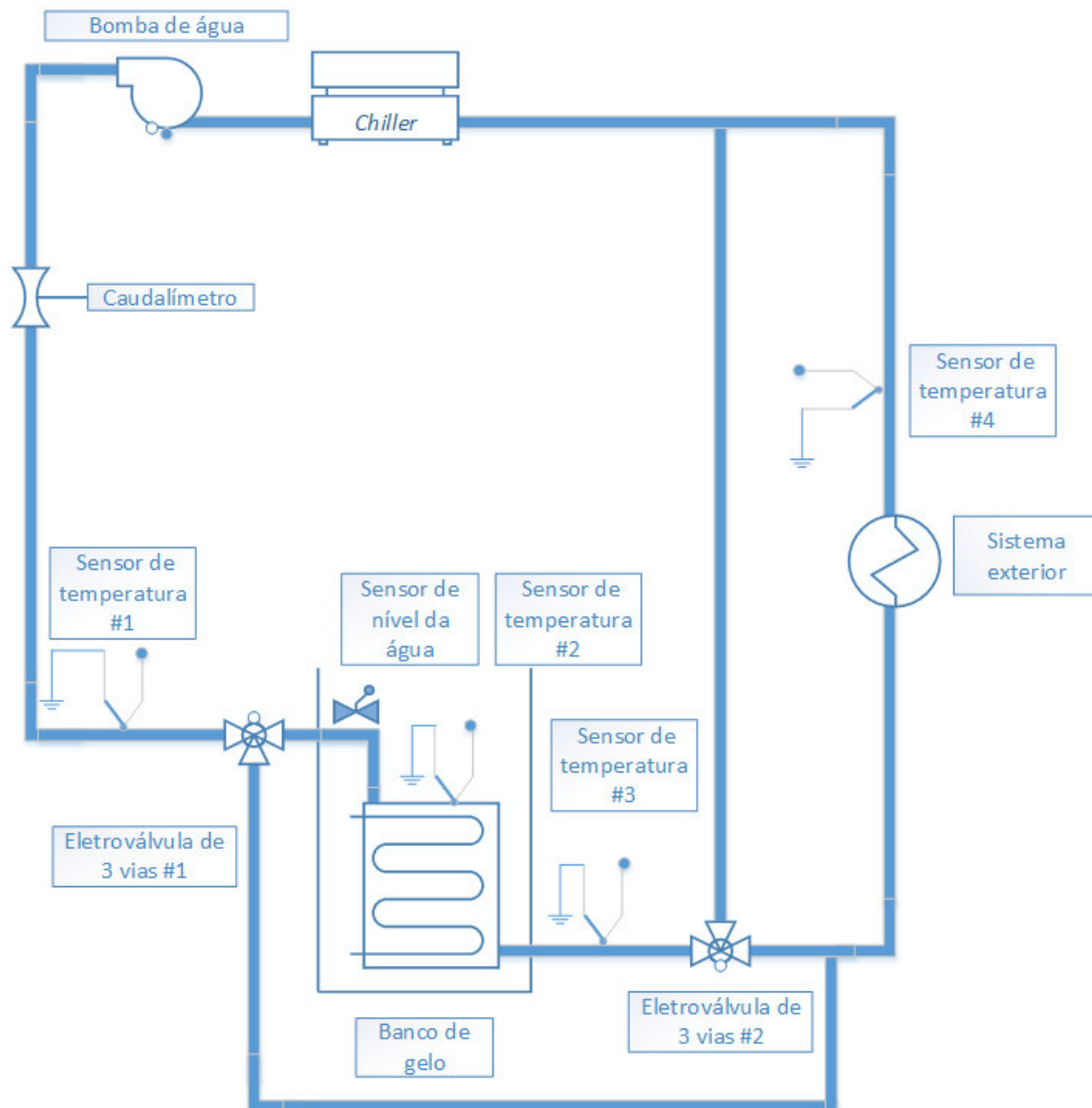


FIGURA 6.2: Esquema do circuito inerente ao banco de gelo com a posição dos elementos sensores.

serve para calcular a potência de refrigeração do *chiller*, utilizando também a temperatura da água antes do banco de gelo. É ainda medida a temperatura da água do interior do banco de gelo para alertar caso exista sobrefusão do gelo no interior do tanque conjuntamente com um sensor de nível da água, que permite inferir sobre a quantidade de gelo presente no tanque e consequentemente a energia acumulada.

Os elementos sensores associados ao sistema de monitorização foram escolhidos tendo em conta que se queria reduzir o custo do projeto. Desta forma, os sensores aqui expostos apresentam uma boa relação qualidade preço no entanto apresentam algumas limitações do ponto de vista da precisão. Alguns deles necessitam de calibração antes de serem utilizados. Ainda

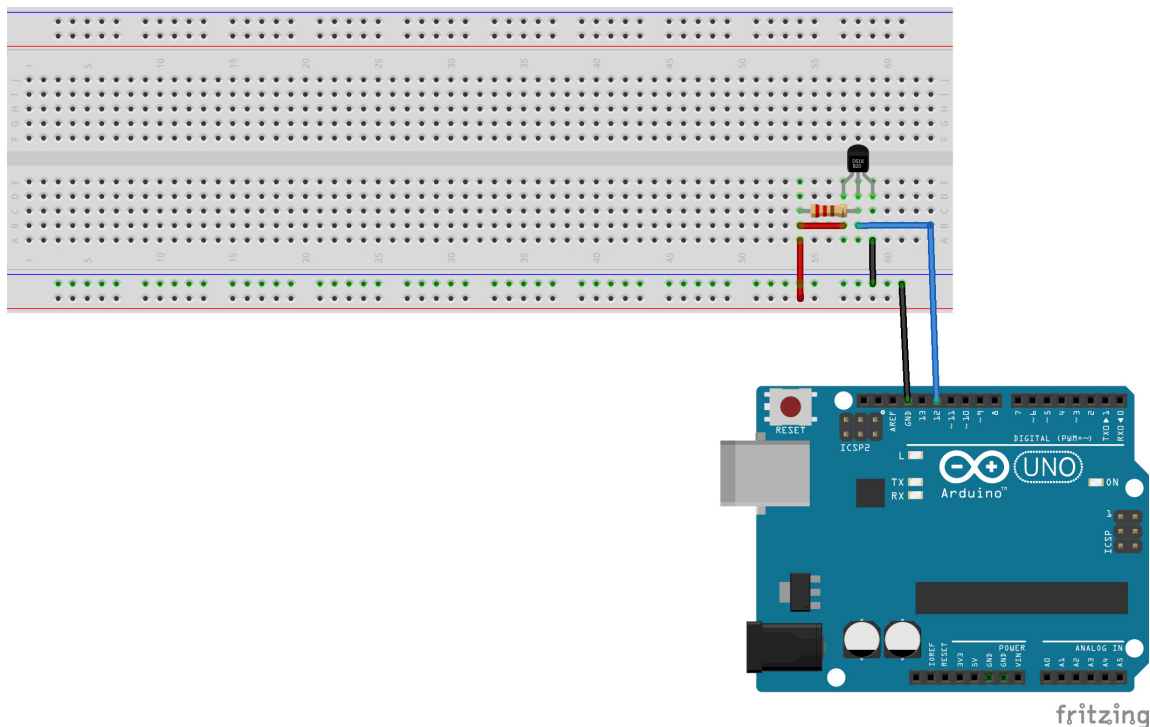


FIGURA 6.3: Esquema de ligação do sensor DS18B20.

assim, considera-se que os sensores são suficientes para uma versão protótipo do sistema de monitorização e demonstração do conceito de utilização do mesmo.

6.2.1 Temperatura

Os sensores de temperatura utilizados são sensores DS18B20 da Maxim Integrated. Estes sensores são termómetros digitais, de precisão variável que só necessitam de 3 ligações eléctricas (terra, alimentação e dados) e podem funcionar com vários elementos ligados à mesma linha de dados. Este sensor é bastante comum em projetos de electrónica de controlo e estão disponíveis módulos para seu controlo e programação em Arduino.

O sensor DS18B20 requer a utilização de uma resistência de *pull-up* de $4.7k\Omega$, do modo esquematizado na figura 6.3.

Este sensor utiliza o protocolo de comunicação em série 1-Wire, desenvolvido pela Dallas Semiconductor, um protocolo semelhante ao mais comum I2C mas com a distinção de não necessitar de linha de relógio e poder funcionar com apenas 2 linhas, sendo que a linha de dados pode operar como alimentação do sensor - os equipamentos *slave* têm um condensador que carrega quando são passados bits 1 e descarrega quando são passados bits 0. O sensor apresenta ainda uma incerteza na medição de 0.5°C , que é insuficiente para uma aplicação real dado que a gama de temperaturas a medir é de alguns graus Celsius ($\approx 5^{\circ}\text{C}$).

6.2.2 Caudal

O sensor YF-S201 tem como princípio de medição o Efeito de Hall. Este sensor contém um moinho cuja velocidade de rotação é tanto maior quanto maior for a velocidade da água que o atravessa. Tendo o diâmetro da zona de abertura do sensor, pode ser calculado o caudal. A cada rotação do moinho do sensor, as pontas das pás magnéticas do moinho atravessam o sensor de Hall e é emitido um pulso de tensão pelo que, quanto maior a frequência dos pulsos, maior o caudal. A relação entre a frequência e o caudal é linear e é apresentada no manual do sensor. Dado que os pulsos de tensão têm uma largura definida, o sensor tem um limite de caudal que pode medir que varia com o tamanho da abertura deste. O YF-S201 apresenta uma linha de alimentação, uma de terra e outra para os pulsos. A medição tem uma incerteza associada de cerca de 10%.

De notar que este caudalímetro exerce uma queda de pressão adicional ao sistema, devido à inércia do moinho e às perdas por atrito associadas a este elemento.

O YF-S201 deve ser calibrado à priori da sua medição, obtendo-se então a relação mais precisa entre o caudal que o atravessa e a frequência do sinal de saída, reduzindo dessa forma a incerteza à medição.

6.2.3 Nível de água

O sensor de nível de água utilizado apresenta um princípio de medição eletrónico que explora a condutividade da água para obter inferir sobre o nível de água no tanque. Este sensor utiliza um circuito semelhante ao da figura 6.4 mas com uma diferença: em vez de se ter dois pontos de contacto TP1 e TP2, tem-se pelo menos duas linhas metálicas que se encontram mergulhadas no tanque.

No caso do circuito da figura 6.4, o contacto TP2 está mergulhado no fundo do tanque, de modo a que esteja sempre em contacto com a água deste. Quando o nível da água atinge o outro ponto de contacto TP1, o circuito é fechado e existe um sinal no braço do coletor do transistor, pelo que é possível ler uma tensão não nula. No caso do sensor de nível, o que acontece é que sendo que parte das linhas metálicas vão estar mergulhadas em água e outra parte estão expostas ao ar, a tensão lida vai variar com o rácio entre o comprimento coberto por ar e comprimento coberto por água, logo, tem-se uma relação linear entre o nível da água e a tensão nos terminais do transistor.

É então evidente a necessidade de calibração prévia deste sensor, sendo que a precisão deste é dependente de vários fatores: comprimento das linhas metálicas, tensão superficial do fluido

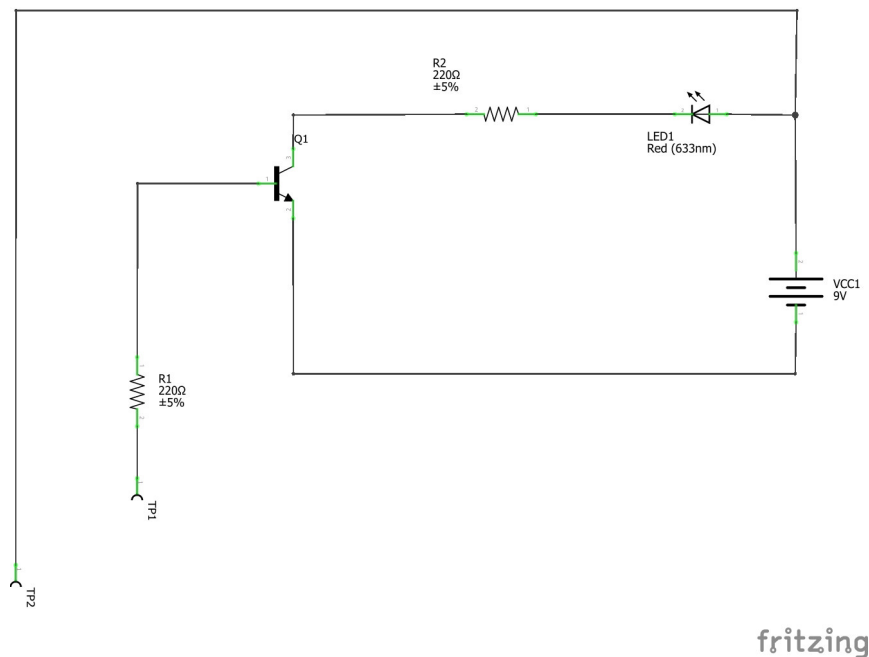


FIGURA 6.4: Esquema representativo de circuito de alarme de nível da água.

a medir e rácio de resistências utilizadas no circuito. Este utiliza uma linha de alimentação, uma terra e o sinal analógico de saída, que é previamente amplificado.

6.3 Placas Arduino

6.3.1 Introdução ao Arduino

Uma das principais ferramentas utilizadas na prototipagem de *hardware* e eletrónica é o conjunto dos vários conjuntos *hardware open source* Arduino[32]. Estes são frequentemente utilizados em projetos nas universidades, nomeadamente em unidades curriculares que envolvam de alguma forma eletrónica digital e alguma programação. As placas Arduino têm uma curva de aprendizagem bastante ligeira, apresentam-se bastante intuitivos ao utilizador principiante. No entanto, apesar dos pontos positivos enunciados, a principal vantagem e fator diferenciador das placas Arduino é o facto de apresentarem um preço bastante reduzido para as suas características, tendo sido dos primeiros produtos no mercado a oferecerem um produto daquele tipo a um preço competitivo, tendo rapidamente se tornado bastante popular, no início da década de 2000. O Arduino é um projeto que começou a ser desenvolvido em Itália em 2003.

As placas Arduino são frequentemente confundidas com microcontroladores. No entanto, os microcontroladores são parte integrante das placas Arduino, sendo que os estes executam o código do programa compilado e carregado pelo utilizador. O programa fica gravado numa

memória *flash*, semelhante à dos dispositivos de armazenamento USB, e como este tipo de memória é não volátil, o programa corre em *loop* de cada vez que o Arduino é inicializado. Os microcontroladores presentes no Arduino contêm mais dois tipos de memória: a memória SRAM, volátil, que guarda variáveis resultantes da execução de cada programa no decorrer no mesmo e a memória EEPROM, que é outro tipo de memória não volátil que serve essencialmente para guardar outros parâmetros como por exemplo IDs, que ficam registados na placa mesmo depois de esta ser desligada da alimentação. Os microcontroladores das placas Arduino são, na sua grande maioria, desenvolvidos pela Atmel e usam uma arquitetura da família AVR e a linha de comunicação de dados é de 8 bits. A sua frequência de relógio é tipicamente da ordem das dezenas de MHz. Outra característica importante destes microcontroladores é terem ligações para pinos I/O (*Input/Output*), de alimentação e terra, sendo que é a estes pinos que os periféricos eletrônicos de prototipagem são tipicamente ligados. Estes pinos I/O podem ser ligados como entrada e saída, permitindo flexibilidade ao utilizador. Existem ainda pinos que estão configurados para aceitar determinados protocolos de comunicação digital como os comuns UART, SPI e I2C e ainda executar funções de PWM. Tipicamente, as placas Arduino contêm pinos ligados a ADCs para permitir também a leitura de sinais analógicos.

A alimentação das placas Arduino é feita através do cabo de dados USB ou de através de um *jack* DC. O valor da alimentação deve ser entre os 1.8V e os 5V, no entanto, para obter a frequência de relógio máxima, a voltagem de alimentação deve rondar os 5V (tipicamente, acima de 4.5V). Existem ainda algumas placas que operam a voltagens superiores, tipicamente entre os 7V e os 12V.

O *firmware* que, a priori, vem instalado no Arduino contém um *bootloader* que faz uma ponte entre a interface USB e as portas UART do microcontrolador e permite carregar código (e correr código previamente gravado na memória *flash*) escrito pelo utilizador ligando um cabo USB ao PC. No PC, tipicamente existem ambientes de desenvolvimento de código para Arduino, que consiste numa versão ligeiramente adaptada de C/C++, com alguns módulos e funções específicas. O ambiente de desenvolvimento para Arduino mais comum é o IDE da própria Arduino, sendo que o Eclipse também é frequentemente utilizado.

Existem vários modelos de placas Arduino que variam na sua aplicabilidade, preço e outras características como memória, frequência de relógio e periféricos I/O. As placas que são utilizadas de forma standard para iniciantes são a Arduino Duemilanove, Uno e a Leonardo. Um exemplo de placas utilizadas para projetos de maior complexidade é a Arduino Due. É possível utilizar ainda outras placas chamadas *shields* que se ligam diretamente acima das placas e que

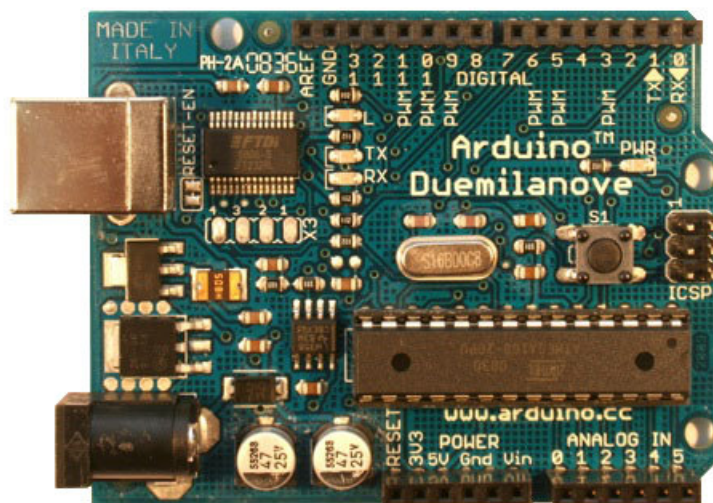


FIGURA 6.5: Placa Arduino Duemilanove.

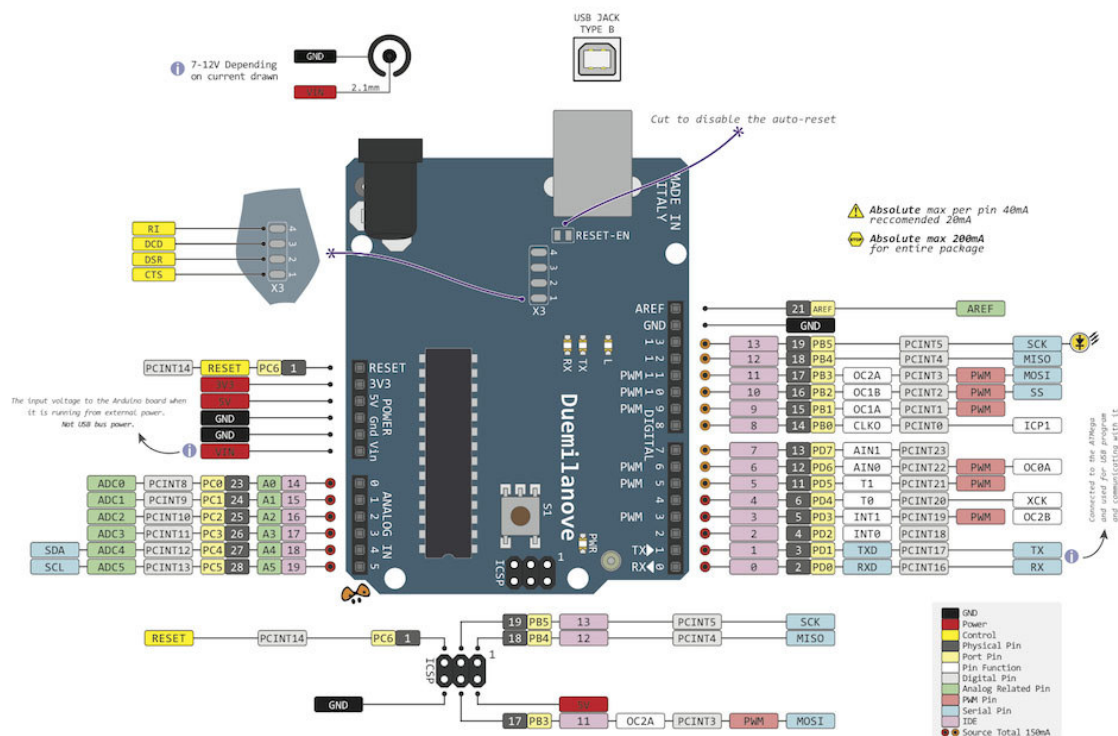
permitem ter mais entradas periféricas como por exemplo entradas para os cabos ethernet.

6.3.2 Arduino Duemilanove e *Shield* Ethernet

A placa Arduino Duemilanove[33] (abreviação de "dois mil e nove" em italiano, sendo que 2009 é o ano de lançamento desta) tem em vista projetos para iniciantes e pareceu a mais adequada para este protótipo de sistema de monitorização, oferecendo uma boa relação qualidade preço. Uma imagem da placa encontra-se na figura 6.5. Sendo que é uma das placas mais antigas, todas as interfaces encontram-se devidamente testadas e os *bugs* do *firmware* deverão ser mínimos. Deste modo, a Arduino Duemilanove é uma das placas mais confiáveis da série, o que também a torna adequada ao projeto.

Uma breve descrição das características técnicas explicitam que esta placa é desenhada para projetos de menor dimensão:

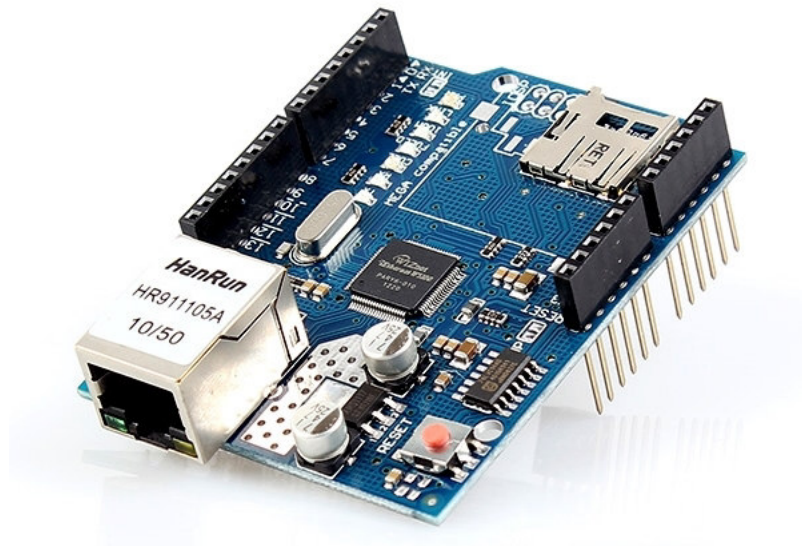
- **Microcontrolador:** ATmega168 ou ATmega328;
- **Voltagem de operação:** 5V;
- **Voltagem de alimentação recomendada:** 7-12V;
- **Limites de voltagem de operação:** 6/20V;
- **Pinos I/O digitais:** 14 (dos quais 6 contêm saída PWM);
- **Pinos de entrada analógica:** 6;

FIGURA 6.6: Esquema do *pinout* do Arduino Duemilanove.

- **Corrente DC por pino I/O:** 40 mA;
- **Corrente DC para pino de 3.3V:** 50 mA;
- **Memória *flash*:** 16 KB (ATmega168) ou 32 KB (ATmega328) dos quais 2 KB são usados pelo *bootloader*;
- **Memória SRAM:** 1 KB (ATmega168) ou 2 KB (ATmega328);
- **Memória EEPROM:** 512 bytes (ATmega168) ou 1 KB (ATmega328);
- **Frequência do relógio:** 16 MHz.

O *pinout* (figura 6.6) da placa é também bastante importante, visto que demonstra todas as possibilidades de ligação de periféricos à placa. Como se verifica na figura, as possibilidades de ligação de dispositivos são várias e mais do que suficientes para este projeto.

Apesar de estas possibilidades, ainda há algumas funcionalidades que se foram implementadas neste projeto que não seriam possíveis apenas com a placa Duemilanove. Nesta, não

FIGURA 6.7: *Shield* Ethernet W5100.

existe forma standard de ligar um cabo ethernet para transmissão de dados em rede ou de inserir um cartão SD para gravar registos. Para isso, teve de se utilizar o *Shield* Ethernet W5100, apresentado na figura 6.7.

Este periférico encaixa perfeitamente no topo da Duemilanove, mantendo assim o mesmo *pinout*, no entanto, adicionando uma entrada ethernet e uma entrada para um cartão micro-SD. Note-se que o botão de *reset* apresenta-se agora também no *shield*.

6.3.3 Circuito eletrónico

Para o funcionamento devido do sistema, deve ser montado um circuito eletrónico em forma de protótipo, no qual são ligados ao Arduino alguns periféricos:

1. Sensores de temperatura;
2. Caudalímetro;
3. Relógio de tempo real (RTC);
4. Pilha de 3V para o RTC;

5. Sensor de nível da água;
6. Resistências auxiliares;
7. LEDs.

Os LEDs servem apenas de sinalizadores, na medida em que acendem no caso de o envio dos registos dos sensores para o computador seja efetuado com sucesso (LED verde) ou seja efetuado sem sucesso (LED vermelho). As resistências de 220Ω servem para limitar a corrente que os atravessa.

O relógio de tempo real teve de ser utilizado porque o relógio que o Arduino possui, não tem associado o tempo real, ou seja, se apenas utilizássemos esse relógio, poderíamos ter medidas apenas de intervalos de tempo mas nunca se teria o valor absoluto da data e horas. O módulo RTC grava uma data e hora definidas pelo utilizador e, recorrendo a sua bateria de 3V, regista o tempo passado desde essa definição. Assim sendo, quando se liga este ao Arduino, tem-se uma leitura absoluta e precisa da data e hora, o que é importante para o sistema de monitorização.

6.3.4 Código utilizado

Nesta secção será descrito o procedimento imposto pelo código passado ao Arduino para controlar o funcionamento dos sensores e envio de registos para o servidor. O código utilizado não será exposto nesta secção porque é demasiado extenso, pelo que os detalhes deste não serão aqui explícitos mas será dado mais ênfase ao procedimento algorítmico. Desta forma, o procedimento utilizado será dividido em fases e em que cada fase são explícitos os diferentes passos tomados:

1. **Inicialização:** Esta parte do código é a que antecede a função *setup*, comum a todos os códigos de Arduino. Esta parte está por sua vez dividida em duas subpartes:
 - (a) *Importação de módulos;*
 - (b) *Declaração de variáveis globais;*
2. **Função *setup*:**
 - (a) *Iniciar ligação serial;*
 - (b) *Definição da data e hora do sistema;*
 - (c) *Iniciar ligação Ethernet com o servidor;*

3. Função *loop*:

- (a) *Inicialização de "cronómetro";*
- (b) *Leitura de valores dos sensores e do relógio;*
- (c) *Conexão ao servidor e envio de requisição GET;*
- (d) *Leitura e avaliação da resposta do servidor;*
- (e) *Paragem do "cronómetro" e espera para completar período de envio de dados;*

4. Funções auxiliares:

- (a) *Função sendGETreq* : composição da mensagem a enviar na requisição GET;
- (b) *Função printIPAddress* : traduzir endereços IP escritos em hexadecimal para decimal e imprimir;
- (c) *Função printMACaddress* : imprimir endereços MAC.

6.4 Servidor *web*

Um servidor *web* é parte integrante de qualquer comunicação estabelecida na internet. Tipicamente, os servidores são sistemas compostos por *software* e *hardware* que gerem e respondem a requisições que seguem as normas do protocolo HTTP, o mais utilizado na internet. As requisições vêm de dispositivos chamados de clientes, estabelecendo então as ligações servidor-cliente. Um fator importante destas ligações, mediadas por requisições (cliente) e respostas (servidor) é que estas só podem ser inicializadas pelo cliente, pelo que o servidor apenas serve e responde aos pedidos do cliente. Quando se carrega qualquer página de internet num *browser*, a informação que se vê é enviada em formato resposta às requisições efetuadas pelo *browser* utilizado. Os ficheiros que compõem a página estão organizados e guardadas no sistema de ficheiros e pastas do servidor. É também através destas requisições que são enviados formulários, logins, passwords etc. Detetando qual o tipo e formato das requisições efetuadas, o *browser* utilizado guarda registos do histórico, *cookies*, entre outros.

Estabelecer um servidor a operar a partir de determinado sistema de pastas de um computador é relativamente fácil utilizando o recente interpretador de Javascript: Node.js[34]. Este interpretador foi concebido para utilizar a linguagem de programação Javascript para programar servidores e gerir os pedidos a este. Esta gestão de pedidos é feita de forma assíncrona, sendo que este é uma das principais imagens de marca do Node.js. O assincronismo permite

que se possa responder a vários pedidos em simultâneo e criar servidores que são mais rápidos, dinâmicos e acima de tudo aumentar a interatividade das páginas *web* destes servidores.

O já referido método de requisição GET é um dos vários métodos de requisição do protocolo HTTP que pode ser implementado pelo cliente. A sua principal característica é o facto de a informação enviada seguir no URL da requisição em formato de pares campo-valor, o que facilita a leitura e identificação do tipo de dados. Como a comunicação não será efetuada por clientes *browser*, não existe a necessidade de "esconder" informação sensível enviada, recorrendo a isso a outros métodos, como por exemplo o método POST. O método POST envia a informação no "corpo" (*body*) da requisição, pelo que não é tão claramente visível e identificável como a informação enviada pelo método GET.

No âmbito deste projeto, foi utilizado Node.js para desenhar o servidor que recebe, gere e responde à informação proveniente do Arduino, pelo que o assincronismo do servidor permite que seja mais fácil escalar o sistema. Será então explicado o código utilizado para conceber o servidor em Node.js. Sendo que o servidor também interage com uma base de dados do tipo SQL, será posteriormente explicada a arquitetura desta na secção seguinte.

6.4.1 Código utilizado

Da mesma forma que outro código para outro programa foi já explicado, o código utilizado na criação do servidor será aqui descrito, olhando para cada excerto do mesmo, dividindo-o por isso em grupos de execução. Dado que este código é relativamente mais complexo, esta aplicação foi dividida em essencialmente 3 ficheiros: o ficheiro principal onde é criado e lançado o servidor - *server.js*, um ficheiro onde é definida uma classe de funções auxiliares utilizadas no tratamento de requisições GET com informação dos sensores do Arduino - *tools.js* e outro ficheiro, escrito na linguagem para páginas *web* HTML, que permite alterar parâmetros inerentes ao banco de gelo - *change_params.html*.

O esquema abaixo descreve o funcionamento do ficheiro principal *server.js*:

1. Inicialização:

- (a) *Importação de módulos;*
- (b) *Declaração de variáveis globais;*

2. Função *handleGET*:

- (a) *Inicialização de "cronómetro";*

- (b) *Lançamento de erros;*
- (c) *Leitura e tratamento de dados da requisição GET recebida;*
- (d) *Verificação da identificação do cliente e do formato da requisição:*
 - i. Identidade e formato conhecidos: resposta "OK" com estado HTTP 200;
 - ii. Identidade conhecido e formato desconhecido: resposta com estado HTTP 404;
- (e) *Requisição GET para mudança de variáveis globais inerentes ao banco de gelo:*
 - i. Lançamento da página *web* de alteração de variáveis (ficheiro *change_params.html*);
- (f) *Requisição GET totalmente desconhecida:*
 - i. Identidade e formato desconhecidos: resposta com estado HTTP 500;

3. Criação lançamento do servidor, de acordo com a função *handleGET*.

O ficheiro seguinte é utilizado para servir o ficheiro principal e tem essencialmente definição de funções e variáveis importantes:

1. Inicialização:

- (a) *Importação de módulos;*
- (b) *Declaração de variáveis globais;*

2. Função *updatePower*: cálculo da potência do banco de gelo;

3. Função *updateDerivative*:

- (a) *Conexão à base de dados MySQL;*
- (b) *Envio da query à base de dados;*
- (c) *Cálculo e registo da taxa de variação de nível;*

4. Função *saveAndRespond*:

- (a) *Tratamento dos dados a inserir na base de dados;*
- (b) *Conexão à base de dados MySQL;*
- (c) *Envio da query à base de dados;*

5. Função *checkIfDateExists*:

- (a) *Conexão à base de dados MySQL;*

- (b) *Envio da query à base de dados;*
- (c) *Verificação da validade da data do registo a inserir;*

6. Função *deflceBankStates*:

- (a) *Estado descarregado*: nível do tanque abaixo de limite e queda de temperatura da água glicolada ao longo do permutador abaixo do limite;
- (b) *Estado em carga*: aumento de temperatura da água glicolada ao longo do permutador acima do limite;
- (c) *Estado carregado*: nível do tanque acima de limite e subida de temperatura da água glicolada ao longo do permutador abaixo do limite;
- (d) *Estado em descarga*: diminuição de temperatura da água glicolada ao longo do permutador acima do limite;
- (e) *Estado de sobrefusão*: temperatura do interior do banco de gelo negativa;
- (f) *Estados de potência desregulada*: potência fora da gama de operação;
- (g) *Estados de caudal desregulado*: caudal fora da gama de operação.

Os estados definidos na função *deflceBankStates* são classificados da forma explícita acima e seguem uma evolução cíclica da forma representada na figura 6.8.

O terceiro ficheiro desenvolvido é o que nos permite modificar alguns parâmetros de controlo do banco de gelo através do *browser*. Em vez de explicitar o código utilizado, será apresentado o resultado: a página *web* gerada, presente na figura 6.9.

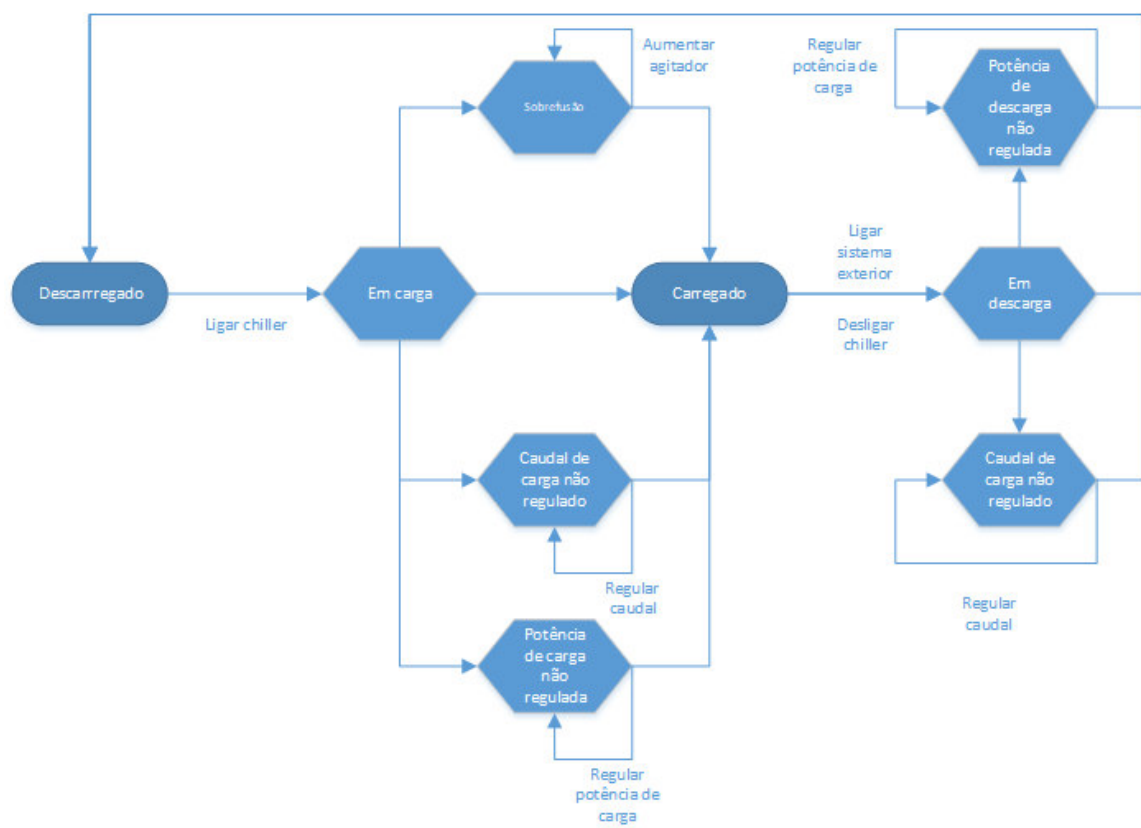


FIGURA 6.8: Esquema representativo da evolução dos estados do banco de gelo.

Enter the parameters values to modify and press Submit Data:

Primary refrigerant specific Heat (SI)	<input type="text"/>
Primary refrigerant density (SI)	<input type="text"/>
Charge level limit (mm)	<input type="text"/>
Discharge level limit (mm)	<input type="text"/>
Charge temperature limit (degC)	<input type="text"/>
Discharge temperature limit (degC)	<input type="text"/>
Derivative limit (mm/s)	<input type="text"/>
Power high limit (SI)	<input type="text"/>
Power low limit (SI)	<input type="text"/>
Flow high limit (lpm)	<input type="text"/>
Flow low limit (lpm)	<input type="text"/>
Time interval for data retrieval (secs)	<input type="text"/>

FIGURA 6.9: Página *web* utilizada para mudar parâmetros do banco de gelo através do *browser*.

6.5 Base de dados MySQL

Tipicamente, nos servidores de inúmeros sites existem bases de dados relacionais, onde são guardados os mais variados tipos de registos como dados de login, preferências, dados estatísticos, etc. Muitas das vezes, na verdade na maior parte das vezes, as bases de dados relacionais são baseadas na linguagem SQL (*Strutured Query Language*). A linguagem SQL tem como objeto permitir aceder, através do uso de *queries* (ou requisições) a base de dados, obtendo os registos de forma personalizada. Os registos podem ser acedidos em conjunto ou em separado e podem-se definir a que tipo de registos se pretende aceder.

Um sistema SQL consiste então em bases de dados que contêm por sua vez várias tabelas cujos campos podem (ou não) estar relacionados entre si, dentro da mesma tabela ou entre tabelas. Aos campos das tabelas dá-se o nome de colunas. As linhas das tabelas são chamadas de registos e, normalmente, cada registo tem um ID único, representado numa coluna. Este ID serve para identificar de forma absoluta cada registo da tabela. Os sistemas SQL estão concebidos para facilmente serem acedidos remotamente, se a máquina *host* (onde está guardada a base de dados) estiver ligada à rede.

Existem vários tipos de serviços que permitem construir bases de dados SQL, sendo que um dos mais recorrentes e que é *open source* é o serviço MySQL[35]. Por isso mesmo, é este o serviço que é utilizado neste projeto.

A tabela de registos utilizada consiste numa arquitetura bastante simples. As colunas utilizadas são as seguintes: (*ID*, *external_ip*, *server_port*, *name*, *timestamp*, *t_in_bg*, *t_out_bg*, *t_out_sys*, *t_int_bg*, *level_ice_bank*, *flow*, *power*, *level_change_rate*, *operationState*, *supercoolState*, *powerState*, *flowState*).

6.6 Relatório em Power BI

A interface gráfica de todo o sistema de monitorização até aqui enunciado é um relatório do *software* Microsoft Power BI. Ao contrário do que eventualmente possa parecer, a integração do sistema de monitorização com o Power BI está de acordo com as funções para as quais o *software* foi inicialmente projetado: análise e visualização gráfica de dados de *Business Intelligence* (BI). Dado que a instalação de bancos de gelo está muitas vezes associada a medidas e planos de redução de custos, a apresentação de dados através de uma plataforma de BI justifica-se. Sendo que o Power BI é também uma ferramenta bastante recente (primeira versão lançada em julho

de 2015), ainda se encontra nas primeiras versões e o número de utilizadores está a crescer, a exploração do programa pode-se tornar vantajosa no futuro.

O relatório deste sistema de monitorização está dividido em vários painéis, sendo que preza-se pela boa apresentação, interatividade e partilha de informação relevante. Estes painéis serão apresentados em detalhe nas secções seguintes, apresentando os cálculos efetuados para determinar certas quantidades presentes nestes.

De notar que não existia um sistema de refrigeração com banco de gelo em que o sistema de monitorização pudesse ser aplicado, o que criou a necessidade de serem criados dados fictícios que foram posteriormente adicionados à base de dados enunciada na secção anterior. A forma como foram gerados estes dados é também explicada à frente.

6.6.1 Código de geração de dados

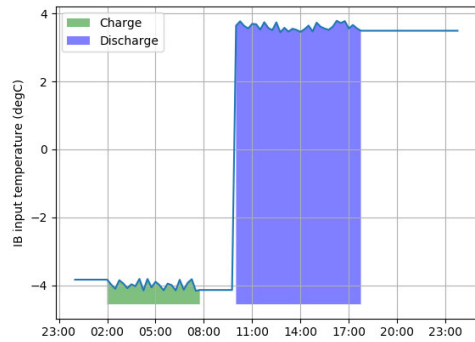
A geração de dados fictícios do banco de gelo foi feita recorrendo a um programa em Python. O código utilizado gera um número de anos predefinido de dados e insere-os devidamente na base de dados MySQL. O código mostrou-se ser relativamente extenso pelo que foi separado em dois ficheiros: um ficheiro principal chamado *insert_mysql.py* a partir do qual se fazia a inserção dos dados na base de dados MySQL e outro ficheiro com o nome de *generate_data.py* em que eram definidas todas as funções necessárias para gerar os dados e eventualmente criar gráficos destes.

Como já referido, existem dois tipos de descarga de banco de gelo: a fusão interna e fusão externa. O programa aqui retratado gera dados para bancos de gelo para estes dois tipos de bancos de gelo pelo que teve de ser criada uma tabela adicional, com a mesma estrutura da original, sendo a esta iria conter os dados de um banco de gelo de fusão externa.

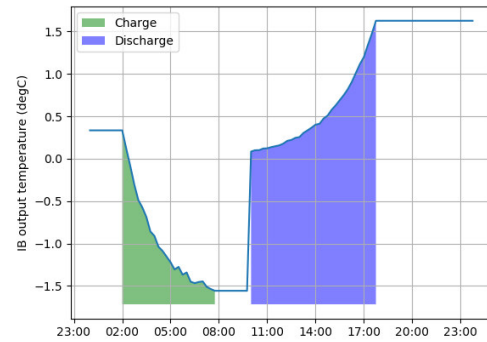
Para aumentar a versatilidade e capacidade de análise deste sistema de monitorização protótipo, o código gera ainda dois tipos de perfis de carga do sistema exterior a refrigerar, de modo a se poder inferir sobre a vantagem de aplicação de bancos de gelo em sistemas com perfis de carga diferentes. Um dos perfis de carga é tem um pico central (gerado a partir de uma função Gaussiana) e o outro perfil é mais ou menos constante ao longo do dia.

Assim sendo, tendo em conta que este programa é de certa forma "auxiliar", este não será detalhadamente explicado nesta secção. Todavia, serão apresentados os perfis diários de cada um dos tipos dados gerados e será dada uma breve explicação para cada perfil.

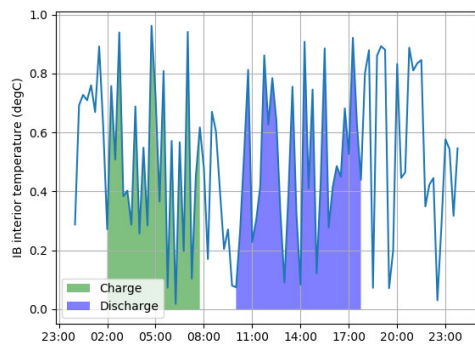
Na figura 6.10 temos então os perfis diários para as diferentes temperaturas nos pontos já referidos e também a potência de carga e descarga do banco de gelo - dados para descarga em



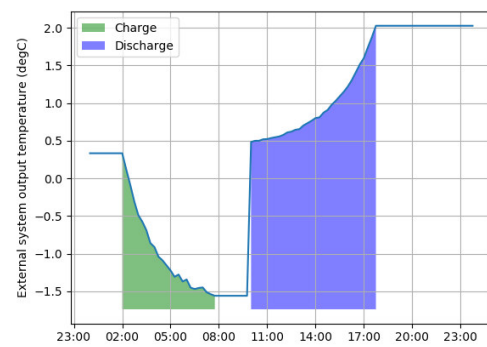
(A)



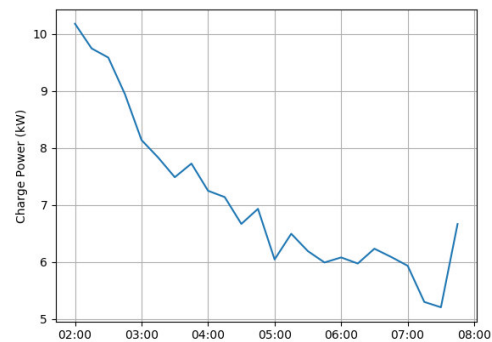
(B)



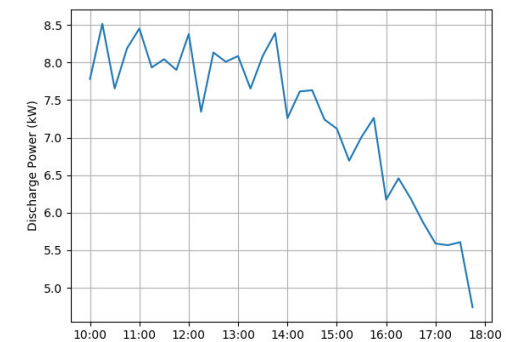
(C)



(D)



(E)



(F)

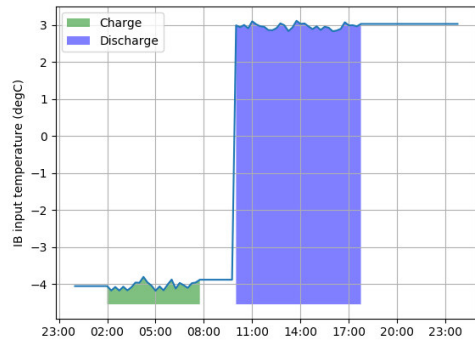
FIGURA 6.10: Exemplo de dados diários em descarga de fusão externa: (A) temperatura da água à entrada do banco de gelo; (B) temperatura da água à saída do banco de gelo; (C) temperatura da água no interior do banco de gelo; (D) temperatura da água à saída do sistema exterior; (E) potência de carga do banco de gelo e (F) potência de descarga do banco de gelo.

fusão externa. Na figura 6.10a, o perfil da temperatura à entrada do banco de gelo mostra que, durante o processo de carga, o *chiller* opera em controlo da temperatura da sua saída da água glicolada, pelo que a temperatura desta à entrada do banco de gelo permanece relativamente constante. Durante o processo de descarga, a água que entra no banco de gelo passa antes do *chiller* onde arrefece até uma determinada temperatura (regime de funcionamento parcial), sendo que a temperatura à entrada do banco de gelo é constante. Na figura 6.10b, repara-se que a temperatura à saída do banco de gelo durante a carga decresce à medida que se vai formando o gelo e a queda de temperatura da água glicolada no banco de gelo é menor, enquanto que na fase de descarga o oposto se passa. A temperatura sofre um aumento no sistema exterior como se pode ver na figura 6.10d, enquanto permanece relativamente perto de 0°C no interior do banco de gelo (figura 6.10c). As potências de carga e descarga, nas figuras 6.10e e 6.10f, respetivamente, vão de acordo com a diferença de temperaturas à entrada e saída do banco de gelo durante estes dois processos.

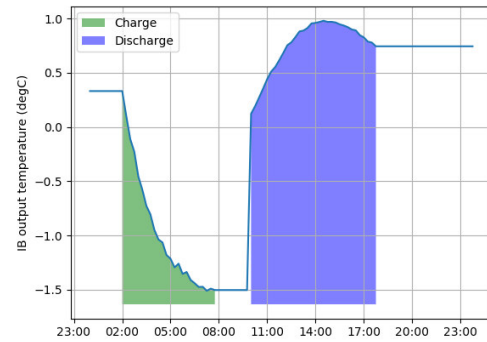
Os dados relativos à descarga em fusão interna, presentes na figura 6.11 mostram que os perfis nas figuras 6.11a, 6.11c e 6.11e foram semelhantes aos perfis análogos para a utilizados fusão externa. No entanto, existe uma divergência nas restantes figuras. Isto acontece porque no processo de descarga da fusão interna, como o gelo começa a derreter pelo lado do tubo, cria-se uma bolsa de gelo derretido entre uma camada de gelo e o tubo, fazendo com que a temperatura da água glicolada aumente até a camada de gelo que envolvia o gelo derretido partir. Aí, água que estava do lado de fora do gelo, mais fria, entra em contacto com o tubo, baixando a temperatura da água glicolada outra vez. Isto dá origem aos perfis presentes nas figuras 6.11b, 6.11d e 6.11f.

Os perfis diários representados na figura 6.12 são invariantes com o tipo de descarga (fusão interna ou externa) do banco de gelo. Como se pode verificar, o caudal de operação é mantido relativamente constante, e a evolução da carga do banco de gelo segue o perfil semelhante os perfis de crescimento da espessura de gelo verificados no capítulo 4.

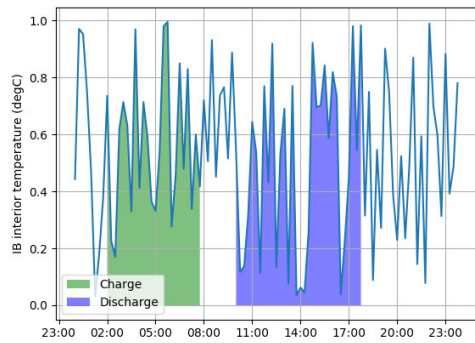
Adicionalmente aos dados das figuras 6.10, 6.11 e 6.12, são também gerados dados de perfis de carga de diferentes tipos de sistema exterior, sob os quais o banco de gelo atua (6.13). Como se pretende simular a performance de um banco de gelo, estes dados também devem ser incluídos para se ter a completa monitorização do sistema. São gerados dois tipos de perfil de sistema exterior: um com um perfil de pico (*peak*) a meio do dia e outro que permanece com um consumo mais constante (*flat*) ao longo do dia. Note-se que os perfis coincidem no período de descarga do banco de gelo pois pretendeu-se simular que o banco de gelo fornece toda a



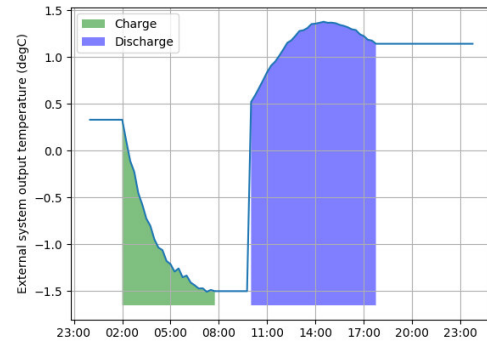
(A)



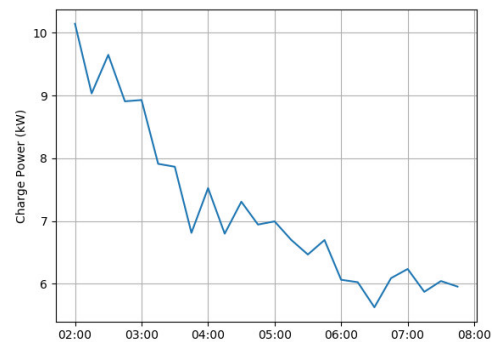
(B)



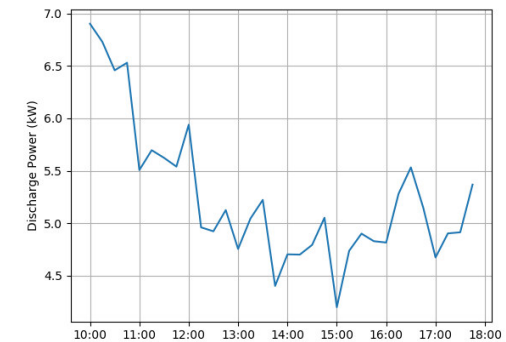
(C)



(D)

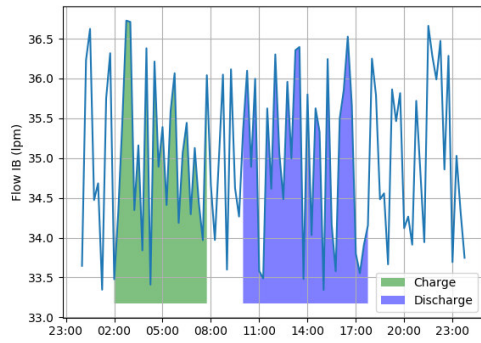


(E)

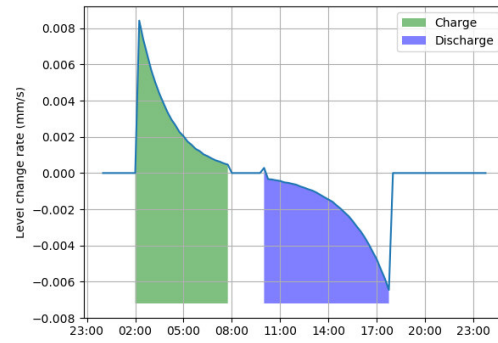


(F)

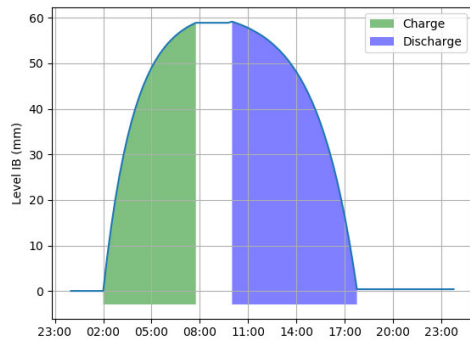
FIGURA 6.11: Exemplo de dados diários em descarga de fusão interna: (A) temperatura da água à entrada do banco de gelo; (B) temperatura da água à saída do banco de gelo; (C) temperatura da água no interior do banco de gelo; (D) temperatura da água à saída do sistema exterior; (E) potência de carga do banco de gelo e (F) potência de descarga do banco de gelo.



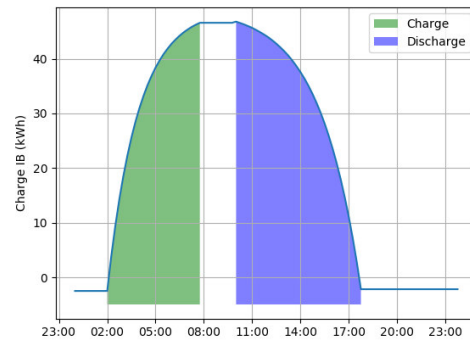
(A)



(B)

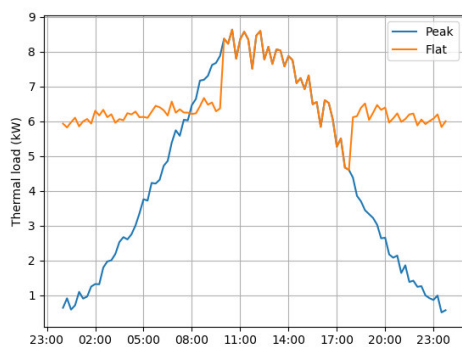


(C)

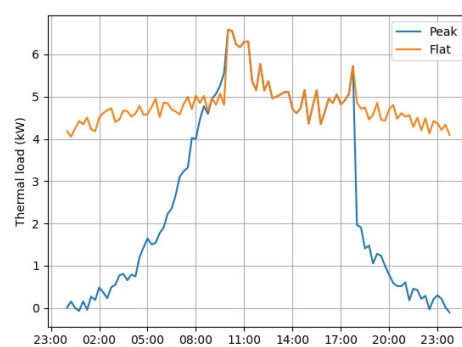


(D)

FIGURA 6.12: Restantes perfis diários dos parâmetros gerados, que são invariantes com o tipo de descarga: (A) caudal de operação; (B) taxa de variação do nível da água do tanque; (C) nível da água do tanque e (D) carga do bando de gelo.



(A)



(B)

FIGURA 6.13: Diferentes perfis do sistema exterior para ambas os perfis de descarga do banco de gelo: (A) sistema exterior com fusão externa fusão externa e (B) sistema exterior com fusão interna.

potência requerida pelo sistema naquele período. Estes dois tipos foram criados para se poder simular dois tipos de sistema a aplicar.

6.6.2 Estrutura do relatório Power BI

A interface gráfica no qual resulta este sistema de monitorização é, então, um relatório em Power BI. Este relatório compreende 8 páginas que serão partilhadas nas secções seguintes. No entanto, importa ressaltar que, para além dos dados da base de dados (em regime de fusão interna e fusão externa), existem outros tipos de dados que foram importados para o relatório, que permitem dessa forma tirar mais conclusões.

Pretendeu-se então, adicionar funcionalidades de simulação de custos e consumos ao sistema de monitorização. Isto acontece porque, tendo em conta que não existia um banco de gelo e sistema de refrigeração onde aplicar este projeto, pretendeu-se verificar qual a influência em termos de variação custos de diferentes perfis de carga do sistema exterior, os dois tipos de descarga do banco de gelo, diferentes tipos de perfil de COP do *chiller* e ainda simular os diferentes tarifários energéticos da EDP Distribuição de ciclo diário.

Assim sendo, existe outra fonte de dados no relatório, para além da base de dados em MySQL. Foi então criado um ficheiro Excel que continha todos os regimes tarifários da EDP Distribuição, e dois tipos de COP para o *chiller*: um tipo "modulado" que varia ao longo do dia, sendo maior à noite do que de dia, e outro tipo de COP "constante" ao longo do dia. O tipo de COP modulado pode ser associado a instalações que ficam em regiões com climas no qual existe uma elevada amplitude térmica diária como climas continentais, por exemplo. O tipo de COP constante é normalmente associado a climas com baixa amplitude térmica diária, como climas marítimos e/ou tropicais.

Ainda no referido ficheiro Excel, constam outros dados como o custo específico da instalação do banco de gelo, custos de manutenção do banco de gelo e do *chiller*, número de anuidades em que é pago o investimento do banco de gelo e a taxa de juro a que o investimento é sujeito. Estes dados permitem depois inferir sob as poupanças que a instalação de bancos de gelo proporcionou bem como o período de *payback* do investimento.

Estas funcionalidades de simulação serão operadas através de filtros que selecionam os dados que correspondem ao tipo de COP pretendido, tarifário, perfil de carga do sistema exterior ou perfil de descarga do banco de gelo.

6.6.3 *Query* utilizada

O Microsoft Power BI tem o um sistema de *queries* (figura 6.14) integrado que permite tratar de forma intuitiva dados provenientes de fontes diferentes de forma a estes poderem estar prontos a serem representados graficamente. Neste caso, as fontes de dados eram 3 tabelas provenientes da base de dados MySQL: uma tabela com os dados do banco de gelo de fusão interna, outra tabela com os dados para fusão externa e a terceira tabela com os dados da carga térmica do sistema exterior (para o tipo Gaussiano e para o tipo constante); uma tabela do ficheiro Excel com os tarifários da EDP Distribuição; outra tabela contendo os perfis do COP do *chiller* e por fim a tabela contendo os dados relativos a custos e investimentos da instalação do banco de gelo.

monitor_ice_bank - Query Editor

File Home Transform Add Column View

Queries [6]

- ice_bank_data
- tariffs
- econ_data
- loads
- COP_profiles
- ext_melt_ice_bank_data

fx = Table.RenameColumns("#Expanded tariffs",{"loads.Load type", "Load type"}, {"loads.load_power", "load_power"})

	name	timestamp	1.2 temp1	1.2 temp2	1.2 temp3	1.2 temp4	1.2 level_ice_bank	1.2 flow	1.2 p
1	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
2	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
3	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
4	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
5	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
6	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
7	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
8	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
9	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
10	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
11	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
12	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
13	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
14	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
15	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
16	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
17	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
18	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
19	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
20	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
21	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
22	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
23	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
24	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
25	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
26	TEST_arduino	01/01/2014 00:00:00	0.01	-4.07	0.35	0.35	0	36.31	
27									

25 COLUMNS, 999+ ROWS

Query Settings

PROPERTIES

Name
ice_bank_data

APPLIED STEPS

- Source *
- Navigation *
- Removed Columns *
- Added Custom *
- Changed Type *
- Merged Queries *
- Expanded loads *
- Replaced Value *
- Appended Query *
- Inserted Year *
- Inserted Month *
- Inserted Day *
- Inserted Hour *
- Merged Queries1 *
- Expanded COP_profiles *
- Merged Queries2 *
- Expanded tariffs *
- Renamed Columns**

PREVIEW DOWNLOADED ON 20 JULY 2017

FIGURA 6.14: Janela do Query Editor do Power BI.

As *queries* do Power BI, bem como doutros sistema semelhantes da Microsoft utilizam uma linguagem própria, normalmente chamada de M. No entanto, tanto é possível editar e escrever diretamente o código da *query* como é possível estabelecer os passos da mesma utilizando a interface gráfica do editor de *queries* do Power BI.

Em suma, esta *query* tenta agrupar todos os dados das tabelas já referidas numa tabela maior. Para isso, para cada registo, cuja unidade de identificação é a data e hora, todos os valores já referidos são adicionados, ficando-se com assim com uma tabela que contém todos os valores do sistema de monitorização. Isto resulta numa tabela com mais de 15 milhões de linhas e 25 colunas. De notar que os registos da base de dados foram simulados como sendo de 2014 a 2017, e o intervalo de tempo entre registos era de 15 minutos.

6.6.4 Tratamento de dados

Depois dos dados terem sido carregados para o Power BI, era necessário calcular mais alguns parâmetros antes de se proceder a visualização dos dados. Os parâmetros calculados pertencem a duas categorias de dados presentes no Power BI: colunas calculadas e medidas. As colunas calculadas, como o próprio nome indica, são colunas adicionadas às tabelas em questão que simplesmente são o resultado de uma fórmula que tem inputs do utilizador ou de outras colunas. Estas colunas calculadas usam uma linguagem semelhante à do Excel mas com algumas diferenças: a linguagem DAX. Esta linguagem é comum também a certas ferramentas do Excel (Power Pivot) e ao serviço de análise do SQL Server da Microsoft, o SSAS. As medidas são o resultado de agrupamentos de dados de uma ou várias colunas. As medidas representam-se então por somas, contagens, médias, entre outras operações que envolvam colunas inteiras.

Em suma, para cada registo, tiveram de ser calculadas colunas que dizem respeito ao consumo de energia elétrica do *chiller* e do sistema do *chiller* em conjunto com o banco de gelo. Para isso, divide-se a potência térmica de carga pelo COP do *chiller* e ainda, no caso do banco de gelo, um fator de performance para a operação do *chiller* com o banco de gelo. Outra coluna que é guardada é precisamente a diferença entre estes dois consumos (operação com e sem banco de gelo). Interessa portanto saber a poupança obtida pela instalação dos bancos de gelo portanto multiplica-se essa diferença de consumos pelo tarifário em vigor no momento do registo. É ainda calculada outra coluna que diz respeito ao total de energia acumulada em cada intervalo de tempo. As medidas calculadas passam por contagem de alertas de potência, causal e sobrefusão; poupanças efetuadas, total de energia acumulada e diferença entre a energia elétrica consumida (com e sem banco de gelo). É também calculado o investimento inicial do

banco de gelo, bem como a percentagem que as poupanças efetuadas representam em relação a este.

6.6.5 Apresentação final dos dados

Segue então a descrição do relatório propriamente dito. O relatório começa com uma página apresentação de algumas opções de simulação, como se pode ver na figura 6.15. Os gráficos expostos são imagens de não interativas que pretendem apresentar ao suposto cliente duas opções de simulação ao seu dispor: a escolha do perfil de descarga do banco de gelo e a escolha do perfil de carga do do sistema exterior. Estas imagens são ilustrativas dos vários típicos perfis diários e vem acompanhadas com dois textos informativos.

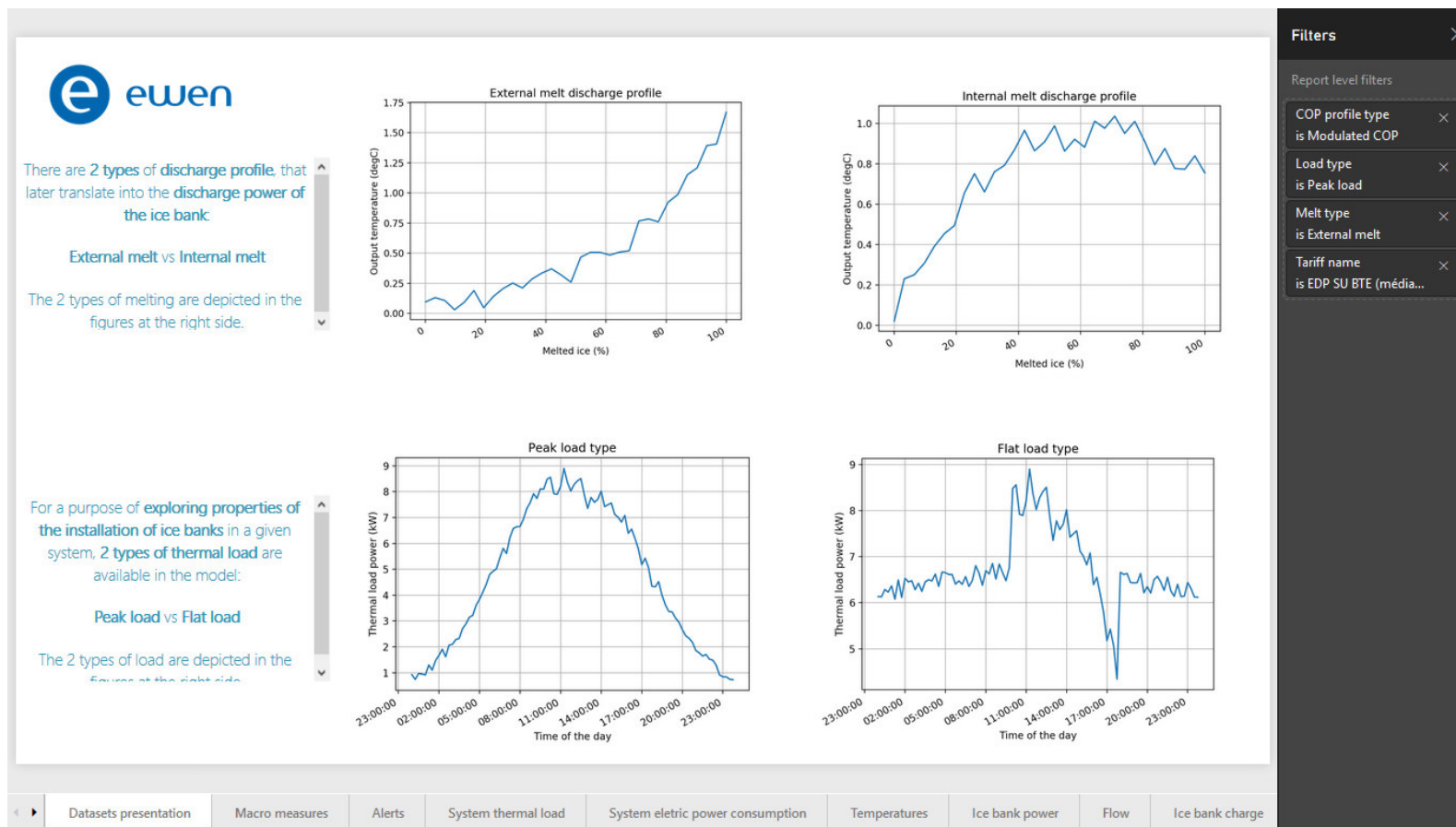


FIGURA 6.15: Página de apresentação do relatório.

A página representada na figura 6.16 contém vários tipos de informações. Contêm no topo um filtro temporal para selecionar o período de tempo que se quer analisar. Abaixo, são apresentadas 3 medidas importantes: a poupança energética feita pela instalação de bancos de gelo, a poupança financeira obtida com a mesma instalação e o total de energia já acumulada pelo sistema - todos estes valores são obtidos para os filtros temporais selecionados. De notar que não é comum obter uma poupança energética positiva - o que faz aqui com que este valor seja maior do que zero é a grande diferença entre o COP diurno e noturno. Abaixo, tem-se dois gráficos em que o do lado esquerdo representa a poupança efetuada no período selecionada face ao investimento inicial e o gráfico da direita apresenta as poupanças de energia e dinheiro discriminadas por unidades temporais. Este gráfico tem a propriedade de *drill down*, que nos permite descer de níveis temporais clicando nas barras do gráfico, até se chegar as poupanças efetuadas em cada 15 minutos (figura 6.17). Nos gráficos do lado direito temos: acima o gráfico que representa o tipo de COP selecionado e o total de energia poupada em cada período de 15 min do dia, para todo o intervalo temporal selecionado. Abaixo temos o tarifário energético selecionado e também as poupanças de dinheiro feitas, discriminadas por período temporal. Note-se que todas as barras destes gráficos podem agir como filtro.

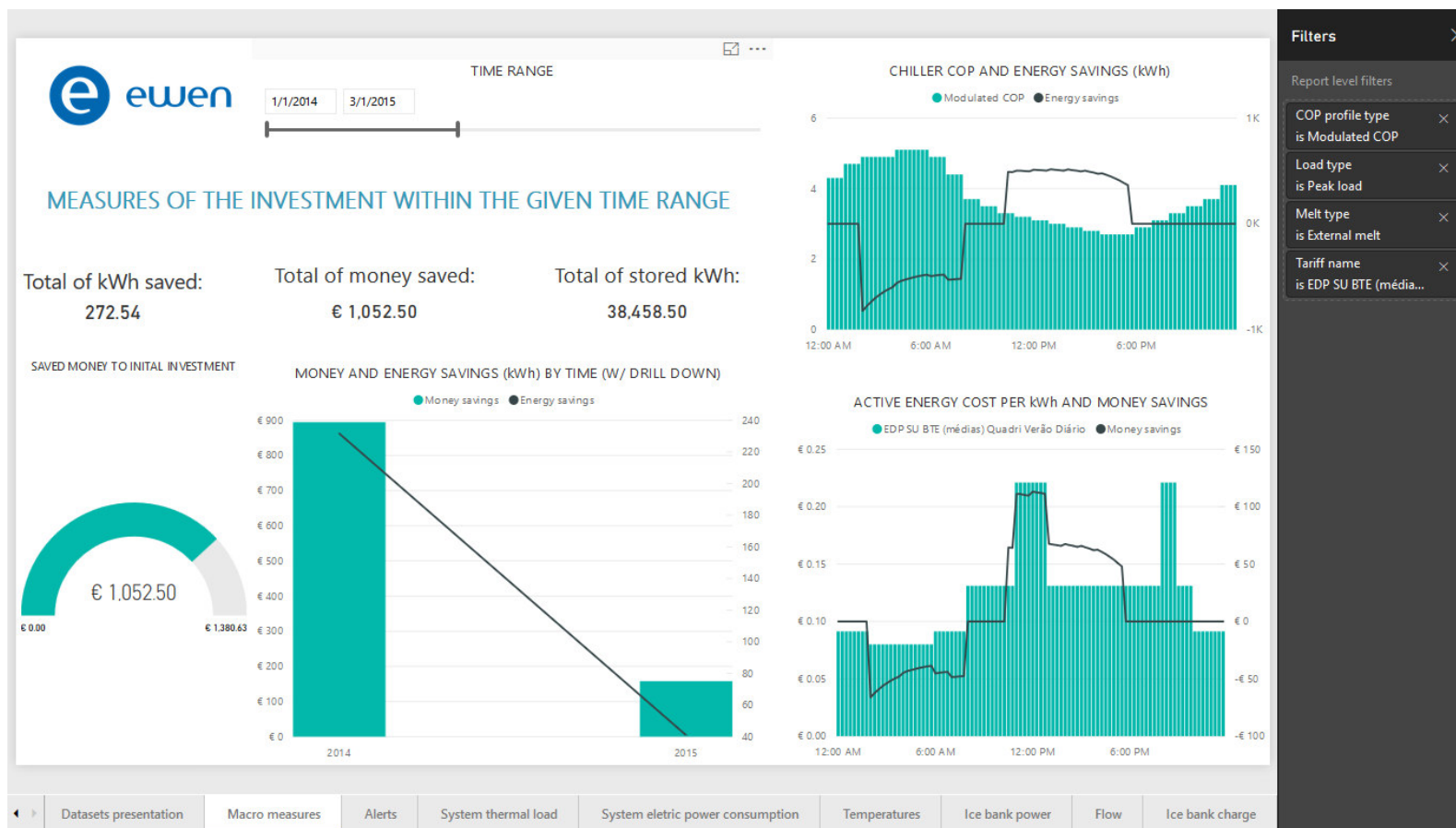


FIGURA 6.16: Página de apresentação de algumas medidas, gráficos de poupança (de dinheiro e energia) em função do período temporal, tarifário energético e perfil de COP.

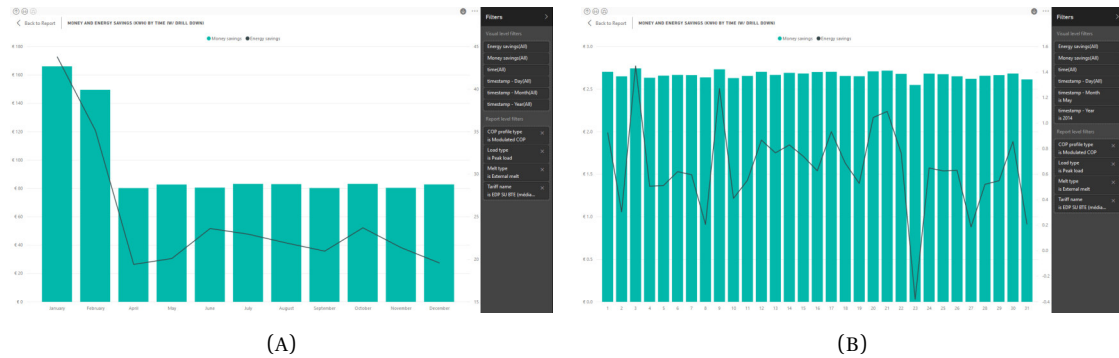


FIGURA 6.17: Funcionalidade de *drill down*: (A) poupanças de dinheiro e energia agrupadas por meses e (B) poupanças de dinheiro e energia agrupadas por dias do mês.

Na figura 6.18, é apresentada a evolução da carga térmica requerida pelo sistema exterior ao longo do tempo. Os dados a ser visualizados podem ser seleccionados recorrendo aos filtros da parte superior da página. Existem mais 5 páginas com o mesmo formato desta página que mostram a evolução de outros 5 parâmetros importantes: o consumo elétrico da instalação, as diversas temperaturas medidas, a potência de carga e descarga do banco de gelo, o caudal e a carga acumulada no sistema.

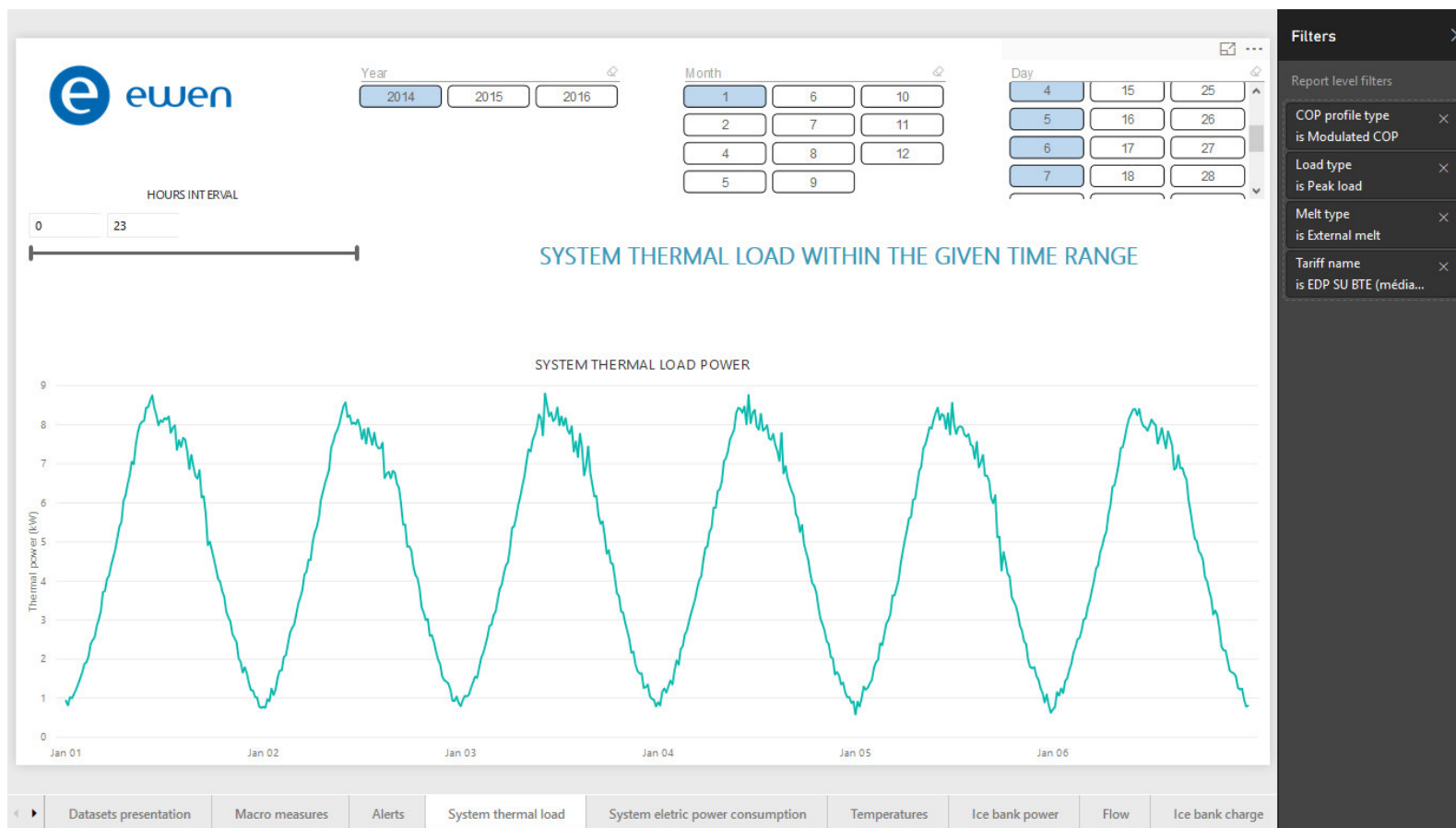


FIGURA 6.18: Página de apresentação dos dados da carga térmica do sistema exterior.

Por fim, como se pode verificar na figura 6.19 existe uma página que mostra os alertas dados pelo servidor, nomeadamente os alertas de sobrefusão, potência e caudal, para o período de tempo selecionado pelo filtro.

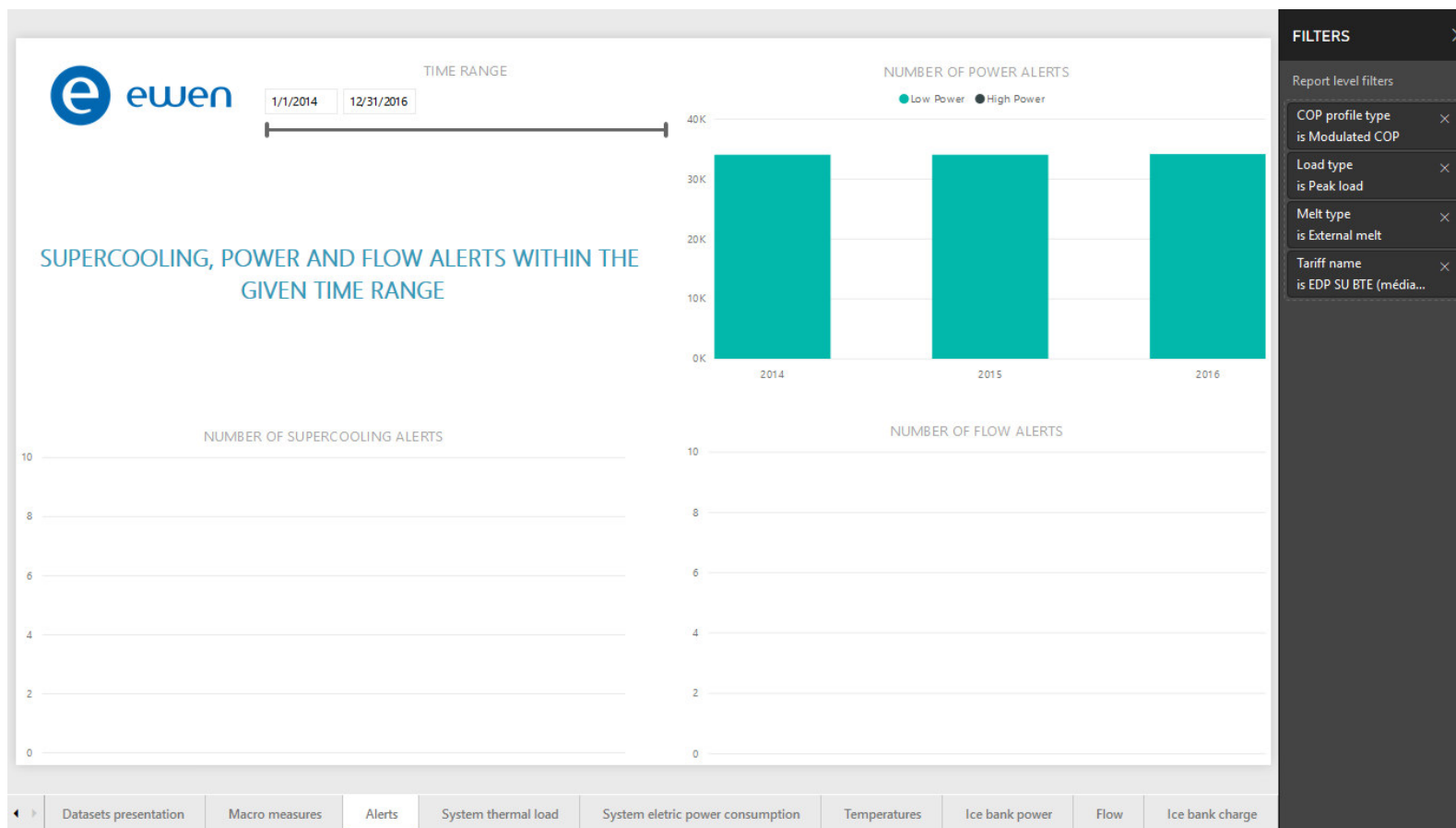


FIGURA 6.19: Página de apresentação dos dados dos vários alertas lançados.

Capítulo 7

Conclusão e trabalho futuro

7.1 Conclusão

A utilização eficiente de recursos e energia é cada vez mais um requisito no mundo industrial, nomeadamente em locais com redes elétricas que facilmente ficam sobrecarregadas. Uma das formas de melhorar a eficiência destas e abrir lugar a que possam ser utilizadas eficientemente energias renováveis passa precisamente pela amenização dos perfis de carga das redes, técnica onde se destacam os bancos de gelo. Tendo em conta que em determinados países, o AVAC e outros processos de refrigeração são grandes consumidores elétricos, a instalação de bancos de gelo pode se tornar uma medida bastante eficiente no sentido de evitar os chamados "apagões".

Este projeto visou ser o início de um processo de *design* de um banco de gelo, na medida em que procurou-se entender quais as variáveis que são relevantes no funcionamento do sistema e essencialmente reduzir o custo específico deste. Isto foi alcançado partindo de um modelo bidimensional em COMSOL Multiphysics, *software* destinado a simulações com o método dos elementos finitos, que permitiu extrapolar os resultados obtidos neste, de forma a estudar o processo de carga do sistema. Os resultados obtidos no modelo em condições standard estavam de acordo com os resultados da literatura e de alguns bancos de gelo presentes no mercado. O termo de comparação foi a partir de um modelo numérico para estudo de performance de bancos de gelo e uma patente de bancos de gelo da Evapco - uma empresa reconhecida no sector.

A extrapolação destes dados, aliada a uma procura de fornecedores para o permutador de calor do banco de gelo (principal fator de diferenciação do sistema) serviu então perceber quais os sistemas de menor custo específico. Das simulações numéricas extraiu-se que a geometria que oferecia o menor custo específico e maior densidade era então a de arranjo cúbico, sendo

que o material de melhor performance era o PEAD. O custo específico mínimo obtido era de cerca de $0,69 \text{ \$/kWh}$. Sendo que o custo do permutador é independente do tamanho do banco de gelo, percebe-se então que o custo específico de um banco de gelo de escala industrial pode ser muito inferior à atual gama de preços encontrada no mercado, entre 30 e $40 \text{ \$/kWh}$.

Foram ainda apresentados métodos de dimensionamento do sistema de refrigeração (compressor, evaporador e bomba de água) adjacente ao banco de gelo, obtendo-se uma potência térmica de cerca de 6 kW , para um banco de gelo protótipo de cerca de 25 kWh .

O sistema de monitorização foi construído com recurso a um Arduino que recolhia informação de vários sensores a ser dispostos em locais específicos da instalação, de forma a traduzir os dados para informação relevante. Os dados eram enviados para um servidor construído com um interpretador de Javascript chamado Node.js, servidor esse que mandava os dados recebidos para uma base de dados MySQL e ainda inferia sob o fase do ciclo (estado) em que se encontrava o banco de gelo. Os dados seriam depois recolhidos por um relatório de Power BI (*software* também utilizado para apresentação dos dados de custo específico) que apresentava não só visualização dos dados dos sensores mas também as diferentes potências consumidas (pelo banco de gelo e pelo sistema a refrigerar) e alguns dados relativos às poupanças efetuadas desde a instalação do sistema e período de *payback*. Este sistema de monitorização num banco de gelo foi testado recorrendo à criação de um programa em Python para gerar dados fictícios do banco de gelo a ser colocados na base de dados de MySQL e ainda oferecer possibilidade de simulação de diferentes tipos de banco de gelo, tarifários elétricos, perfis de COP do *chiller* e ainda diferentes tipos de sistema a refrigerar. Com estas simulações, verificou-se que em alguns casos os bancos de gelo poderiam ter períodos de *payback* de cerca de 2 anos.

Em suma, crê-se que o projeto foi bastante enriquecedor, tanto a nível pessoal como para a EWEN, sendo que abriu portas ao desenvolvimento de uma tecnologia inovadora que será importante num futuro próximo, idealizando-a como um produto de carácter diferenciador e singular.

7.2 Trabalho futuro

A continuação deste projeto passa agora pelo investimento para o desenvolvimento de um protótipo a uma escala laboratorial e/ou semi-industrial, onde poderão ser averiguadas as conclusões principais deste relatório. Este passo deverá ser realizado num futuro próximo uma vez que este estágio permitiu a EWEN validar o potencial comercial desta tecnologia para o mercado.

A nível do desenvolvimento do trabalho realizado mais concretamente, o primeiro ponto de melhoria é o modelo em COMSOL, onde se deve passar para um modelo tridimensional mais realista. Neste modelo, poderia até ser implementada uma ferramenta de otimização geométrica (presente no COMSOL) de forma a diferenciar ainda mais o permutador de calor. Outro fator que pode ser integrado no modelo de COMSOL é o cálculo do custo específico, recorrendo também a processos de otimização para achar o sistema com o menor custo específico possível. No entanto, para tal, terá de ser utilizada uma máquina de simulação mais potente, com muito mais memória RAM alocada à simulação, maior velocidade de processamento e maior largura de banda de memória no CPU, bem como uma memória de estado sólido (SDD) para acesso mais rápido à mesma. Com o modelo construído desta forma, a extrapolação de dados já não seria necessária.

A nível do sistema de monitorização utilizado, este deverá ser testado num banco de gelo, com a escolha de sensores mais adequados e precisos. As ligações destes ao Arduino deverão ser cuidadosamente isolados, bem como o Arduino. Todo o sistema de monitorização poderá no futuro ser adequado para funcionar como uma central de controlo automático para controlar as diferentes componentes do sistema de refrigeração, com o objetivo de minimizar a energia consumida e gastos na mesma, tendo em conta para isso o tarifário energético em vigor.

O último ponto de continuação passaria pelo dimensionamento do condensador do sistema, desenho do tanque do banco de gelo e a posterior aquisição dos materiais para a construção do mesmo.

Apêndice A

Apêndice A

Os passos para construir geometria cilíndrica do permutador de calor banco de gelo podem ser verificados pelas figuras A.1 e A.2:

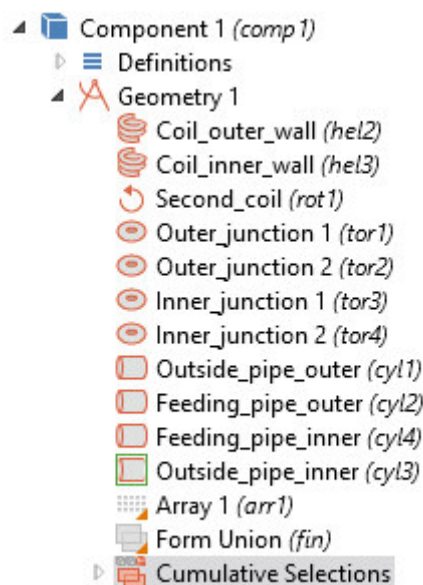
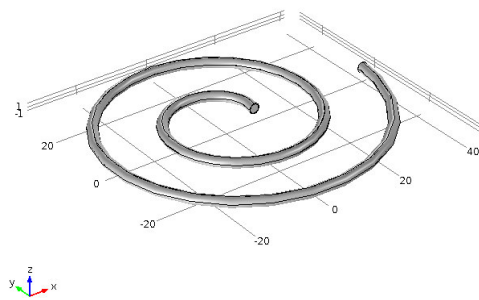


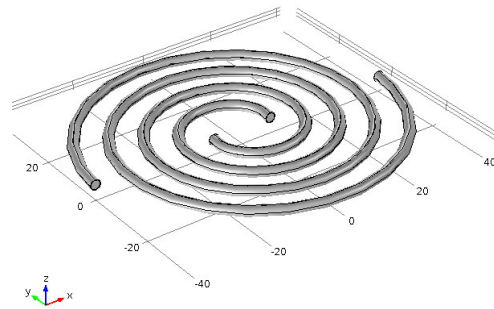
FIGURA A.1: Passos para a construção da geometria cilíndrica no COMSOL.

1. **Primeira espiral:** espiral construída com número de voltas N_1 , raio inicial de $D_{min}/2$, diâmetros externo e interno de OD e ID , respetivamente, passo axial nulo, passo radial EET , eixo disposto segundo os zz e centrado em $(0,0,0)$ (figura A.2a);
2. **Segunda espiral:** espiral igual à descrita no ponto anterior, rodada de 180° pelo ponto $(0,0,0)$ e segundo o eixo dos zz (figura A.2b);

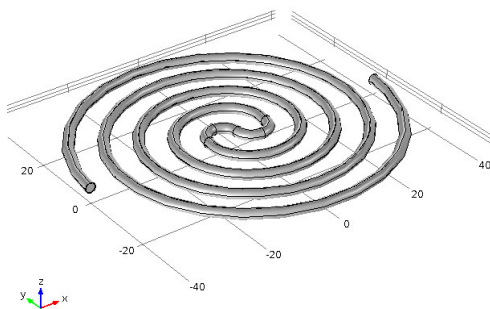
3. **Junção das duas espirais:** junção feita com 2 conjuntos de 2 toros, de diâmetros externo e interno de OD e ID , respectivamente, raio de revolução de $D_{min}/2$, ângulo de revolução 180° , de centro em $(\pm D_{min}/2, 0, 0)$ (figura A.2c);
4. **Tubos coletores:** (figura A.2d);
5. **Array linear e geometria final:** (figura A.2e).



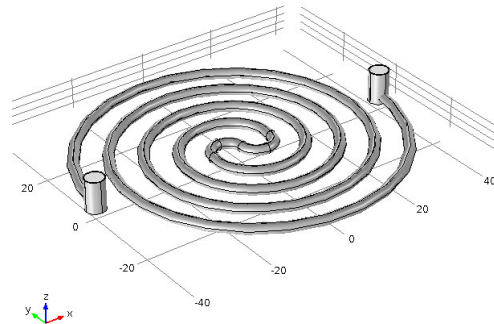
(A) Primeira espiral.



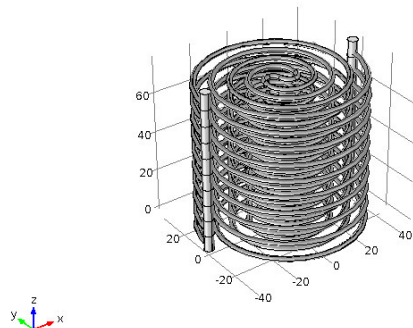
(B) Segunda espiral no mesmo plano.



(C) Junção das duas espirais.



(D) Espirais com tubos coletores.



(E) Array linear e geometria final do permutador

FIGURA A.2: Ilustração dos passos descritos na figura A.1.

Apêndice B

Apêndice B

Os passos para construir geometria cúbica do permutador de calor banco de gelo podem ser verificados pelas figuras B.1 e B.2:



FIGURA B.1: Passos para a construção da geometria cúbica no COMSOL.

1. **Primeiro tubo reto:** 2 cilindros (com diâmetro exterior e interior, OD e ID , respectivamente), altura de $h_{max} - EET$, centro da base posicionado no ponto $(0, 0, EET/2)$ e eixo segundo o eixo dos zz (figura B.2a);
2. **União em semicírculo:** 2 toros com ângulo de revolução de 180° , raio de revolução de $EET/2$, diâmetros externo e interno de OD e ID , respectivamente, centro em $(EET/2, 0, h_{max} -$

- $EET/2$) e eixo segundo o eixo dos yy (figura B.2b);
3. **Segundo tubo reto:** 2 cilindros iguais aos descritos no primeiro ponto mas deslocados de $(EET, 0, 0)$ (figura B.2c);
 4. **Segunda união em semicírculo:** 2 toros semelhantes aos descritos no segundo ponto, mas agora com centro em $(\frac{3}{2}EET, 0, EET/2)$ e rodados de 180° em relação às suas extremidades (figura B.2d);
 5. **Primeiro array linear para formar secção planar:** formada até aqui a primeira célula de repetição, é feito um array linear, de passo $(2EET, 0, 0)$ e de tamanho igual ao inteiro anterior ou igual a $N_3/2$ (figura B.2e);
 6. **Translação de tubo reto no final da secção planar:** um tubo com as mesmas características dos descritos no primeiro e terceiro pontos é colocado no final do array linear (figura B.2f);
 7. **União de duas secções planares:** uma união com as mesmas dimensões das descritas no segundo ponto é colocado para juntar as duas primeiras secções planares. Os toros têm centro em $(2EET \cdot N_3, EET/2, h_{max} - EET/2)$ e eixo segundo xx (figura B.2g);
 8. **Translação do primeiro array linear e união conseguinte:** o primeiro array linear é copiado e transladado de $(0, EET, 0)$ (figura B.2h);
 9. **Último array linear e geometria final do permutador:** feita a célula de repetição final, é feito o último array linear para se obter a geometria final do permutador (figura B.2i).



(A) Primeiro tubo reto.



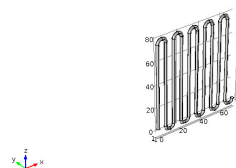
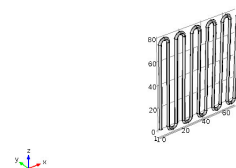
(B) União em semicírculo.



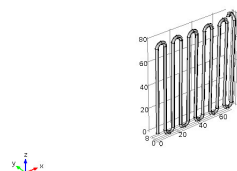
(C) Segundo tubo reto.



(D) Segunda união em semicírculo.

(E) Primeiro *array* linear para formar secção planar.

(F) Translação de tubo reto no final da secção planar.



(G) União de duas secções planares.

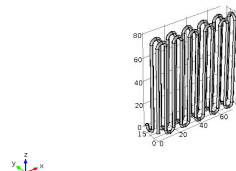
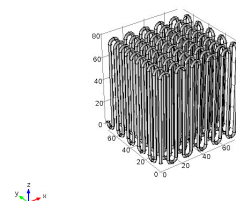
(H) Translação do primeiro *array* linear e união conseguinte.(I) Último *array* linear e geometria final do permutador.

FIGURA B.2: Ilustração dos passos descritos na figura B.1.

Apêndice C

Apêndice C

Neste apêndice é apresentada uma discussão sobre o cálculo dos coeficientes de convecção em diferentes casos de escoamento em tubos.

C.1 Convecção em regime laminar

Nesta secção será deduzido o coeficiente de transferência de calor por convecção em regime laminar, para tubos circulares. Será deduzido segundo as condições fronteira de transferência de calor constante à superfície do tubo e temperatura constante. Começando pela primeira, tem-se que o balanço térmico entre a condução de calor radial e o diferencial de temperatura axial (esquema ilustrativo na figura C.1) é dado por:

$$q_r - q_{r+dr} = (dm)C_p \left[\left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) - T \right] \quad (\text{C.1})$$

Em que q representa a taxa de transferência de calor por unidade de área. Equivalentemente:

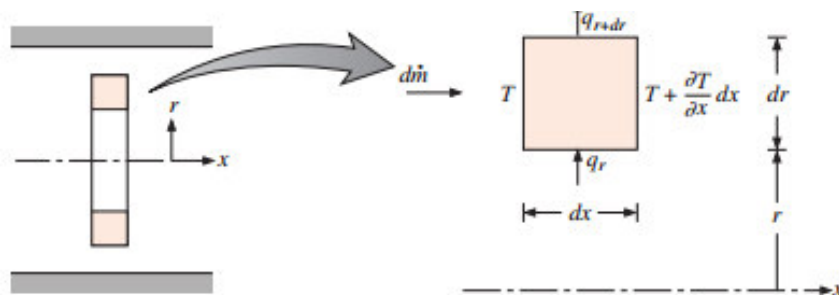


FIGURA C.1: Balanço térmico num elemento infinitesimal de tubo.

$$(d\dot{m})C_p \frac{\partial T}{\partial x} dx = q_r - \left(q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr \right) = -\frac{\partial q_r}{\partial r} dr \quad (C.2)$$

Tendo que o fluxo infinitesimal de massa é $d\dot{m} = \rho u 2\pi r dr$ e aplicando a lei de Fourier, $q_r = -k(\partial T / \partial r) 2\pi r dx$, vem que:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (C.3)$$

Em que u representa a velocidade. Tendo que o perfil radial de velocidade na região desenvolvida é dado por:

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (C.4)$$

Sendo que u_m representa a velocidade média na secção do tubo. Na região desenvolvida também se verifica que:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{rd} = \left. \frac{dT_m}{dx} \right|_{rd} \quad (C.5)$$

Em que T_m é a temperatura média na secção do tubo. Assumindo que não existe condução axial ($\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$) e forçando aqui a condição de transferência constante de calor (q_s'' constante), pode-se obter que, juntando as equações C.4 e C.5 em C.3:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (C.6)$$

Integrando duas vezes, pode-se obter a distribuição radial de temperatura:

$$T(r, x) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_0^2} \right] + C_1 \ln r + C_2 \quad (C.7)$$

Em que C_1 e C_2 são constantes de integração. Tendo que T deve ser finito em $r = 0$ é imediato que $C_1 = 0$. Aplicando a outra condição fronteira ($T(r_0) = T_s$) e tendo em conta que T_s varia com x , podemos determinar a outra constante de integração, C_2 :

$$C_2 = T_s(x) - \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \frac{3r_0^2}{16} \quad (C.8)$$

Desta forma, o perfil radial de temperatura torna-se:

$$T(r, x) = \frac{2u_m r_0^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[\frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left(\frac{r}{r_0} \right)^4 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \quad (C.9)$$

Podemos obter a temperatura média através dos perfis radiais de temperatura e velocidade:

$$T_m(x) = \frac{2}{u_m r_0^2} \int_0^{r_0} u(r) T(r, x) r dr \quad (\text{C.10})$$

Ficando então com:

$$T_m(x) = T_s(x) - \frac{11}{48} \frac{u_m r_0^2}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \quad (\text{C.11})$$

É possível demonstrar que, na região desenvolvida, tem-se que:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} C_p} \quad (\text{C.12})$$

Em que $\dot{m} = \rho u_m \pi D^2 / 4$ é o fluxo de massa e $P = \pi D$ é o perímetro do parede interior do tubo. Desta forma, juntando a equação C.12 à equação C.11, pode-se obter que:

$$T_m(x) - T_s(x) = -\frac{11}{48} \frac{q_s'' D}{k} \quad (\text{C.13})$$

Aplicando a equação do arrefecimento de Newton, equação 3.13, pode-se obter o coeficiente de transferência de calor por convecção, h :

$$h = \frac{48}{11} \left(\frac{k}{D} \right) \quad (\text{C.14})$$

E, conseqüentemente, o número de Nusselt é dado por:

$$Nu = \frac{48}{11} \approx 4.36 \quad (\text{C.15})$$

Para a assunção de temperatura constante, a equação C.6 é ligeiramente para subscrever a T_s constante. Neste caso, o gradiente de temperatura na região desenvolvida é diferente da representação na equação C.5:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{rd} = \frac{T_s - T}{T_s - T_m} \left. \frac{dT_m}{dx} \right|_{rd} \quad (\text{C.16})$$

Deste modo, a equação C.6 torna-se:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{2u_m}{\alpha} \left(\frac{dT_m}{dx} \right) \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right] \frac{T_s - T}{T_s - T_m} \quad (\text{C.17})$$

A equação C.17 deve ser resolvida numericamente pelo que o perfil de temperatura resultante não é possível de expressar algebricamente. No entanto, é possível obter numericamente o número de Nusselt deste caso, dada a sua natureza adimensional:

$$Nu \approx 3.66 \quad (C.18)$$

C.2 Convecção em regime turbulento

Devido à natureza caótica e irregular típica dos regimes turbulentos, a forma de calcular os coeficientes de transferência de calor por convecção é utilizando relações empíricas entre os números de Nusselt, Reynolds, Prandtl, entre outros parâmetros. Desta forma, dependendo das gamas em que se encontram os dados parâmetros, existem relações empíricas que permitem obter uma estimativa do valor para a convecção, dentro de uma dada margem de erro. Normalmente, estas relações são representadas algebricamente por expressões do tipo:

$$Nu = C Re^m Pr^n \quad (C.19)$$

Em que os fatores C , m e n dependem do tipo de escoamento, geometria, natureza do processo e são independentes das propriedades do fluido.

A relação mais conhecida e usada é a equação de Dittus-Boelter. É usada para escoamentos turbulentos desenvolvidos (hidrodinâmica e termicamente), em tubos macios de secção circular e é dada por:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (C.20)$$

em que $n = 0.4$ para aquecimento ($T_s > T_m$) e $n = 0.3$ para arrefecimento ($T_s < T_m$) e as propriedades do fluido são calculadas a T_m . As condições em que esta relação é válida são:

$$\begin{cases} 0.6 \lesssim Pr \lesssim 160 \\ Re \gtrsim 10000 \end{cases} \quad (C.21)$$

A equação C.20 é tipicamente utilizada quando a diferença de temperaturas entre a fronteira, T_s , e o fluido, T_m , é moderada. Quando esta diferença apresenta valores mais elevado (da ordem das dezenas ou superior), é usada outra relação, a equação de Sieder-Tate:

$$Nu = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (C.22)$$

em que μ_s é a viscosidade dinâmica do fluido avaliada em T_s . As condições de validade da relação de Sieder-Tate são relativamente diferentes da relação de Dittus-Boelter:

$$\begin{cases} 0.7 \lesssim Pr \lesssim 16700 \\ Re \gtrsim 10000 \end{cases} \quad (\text{C.23})$$

Ambas as equações C.20 e C.22 podem, no entanto, apresentar erros até 25%. Estes erros podem ser diminuídos até 10% se se utilizar outra correlação mais recente - relação de Gnienlinski - que conta com o fator de fricção do tubo, f :

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (\text{C.24})$$

Esta relação é válida em:

$$\begin{cases} 0.5 \lesssim Pr \lesssim 2000 \\ 3000 \lesssim Re \lesssim 5 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (\text{C.25})$$

Em que as propriedades do fluido são calculadas em T_m . Estas relações apresentadas podem ser utilizadas no caso de a fronteira do fluido estar a temperatura T_s constante ou existir um fluxo de calor por unidade de área constante.

C.3 Convecção em escoamento externo

As correlações para a convecção em escoamento externo são dadas também por expressões obtidas empiricamente, geralmente do tipo da equação C.19, analogamente ao caso da convecção em escoamento interno. Os valores das constantes C , m e n são, mais uma vez dependentes da geometria, tipos de escoamento e natureza do processo, enquanto que os outros parâmetros do fluido são avaliados a uma temperatura constante. Dado que a temperatura junto a fronteira do fluido varia consideravelmente, tipicamente a temperatura utilizada para os cálculos é uma média aritmética entre a temperatura da superfície da fronteira e a temperatura do fluido, denominada por temperatura de filme, T_f :

$$T_f \equiv \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (\text{C.26})$$

Quando a diferença de temperaturas entre a superfície e o fluido são relativamente elevadas, nem sempre é uma boa aproximação usar T_f . Assim sendo, outro método para ter em conta esta diferença de temperaturas é multiplicar o 2º membro da equação C.19 por um fator de correção que tem em conta estas duas temperaturas. Tipicamente, esse fator de correção é do tipo $(Pr_\infty/Pr_s)^r$ ou $(\mu_\infty/\mu_s)^r$.

É do interesse apresentar relações para o escoamento em duas situações: convecção para escoamento cruzado num cilindro (ou tubo) e convecção para o escoamento num conjunto de tubos, dispostos de forma regular.

C.3.1 Escoamento cruzado em cilindro

O escoamento cruzado num cilindro é caracterizado pelo facto da direcção do movimento do fluído ser perpendicular ao eixo do cilindro. Desta forma, o fluído irá contornar a secção do cilindro, de forma a que o cilindro é uma perturbação ao percurso normal do fluído. Á superfície do fluído, existe um ponto em que o fluído está em repouso, sendo que com a diminuição da pressão com o aumento na direcção x , a velocidade aumenta. À medida que se aumenta x e se chega à parte de trás do cilindro, a pressão atinge eventualmente um mínimo, passando a aumentar depois. Assim, a velocidade junto à superfície diminui, até que se chega a uma camada de turbulência. Esta variação em x das condições de escoamento levam a induzir que o coeficiente de transferência de calor por convecção é variável ao longo da superfície do cilindro.

Para a maior parte das aplicações, é suficiente obter um valor médio do coeficiente de transferência de calor por convecção ao longo de toda a superfície do tubo. Pelo que, uma típica relação, sugerida por Hilpert[36], é dada por:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}D}{k} = CRe^m Pr^{1/3} \quad (C.27)$$

Em que os valores de C e m são constantes, tipicamente presente em tabelas, diferentes para cada gama de valores de Re . Esta relação é usada quando $Pr \gtrsim 0.7$ e as propriedades do fluído são calculadas à temperatura de filme, T_f . Outra relação, usada quando os valores de T_s e T_∞ são menos próximos, sugerida por Zukauskas[36], é dada por:

$$\overline{Nu} = CRe^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (C.28)$$

Em que C e m também são valores tabelados, $n = 0.37$ se $Pr \lesssim 10$ e $n = 0.36$ se $Pr \gtrsim 10$. As propriedades do fluído são avaliadas em T_∞ , exceto Pr_s que é avaliada em T_s .

C.3.2 Escoamento cruzado em conjunto de tubos

A transferência de calor em sistemas que envolvam um conjunto de tubos dispostos regularmente é característica de várias aplicações importantes, sendo uma delas um típico banco de gelo. Outros sistemas que envolvem este processo são o arrefecimento de ar em sistemas de

ar condicionado, aquecimento de água em resistências elétricas, entre outros. Desta forma, é relevante analisar o processo de transferência de calor por convecção neste processo. Mais uma vez, relações empíricas são usuais para este tipo de processo, dada a natureza do mesmo.

Quando se tem uma matriz de tubos, os tubos da primeira coluna têm essencialmente o mesmo coeficiente de convecção que no caso de ter apenas um tubo. À medida que o número de colunas aumenta, o coeficiente de convecção a jusante depende fortemente da disposição dos tubos e da distância horizontal e vertical entre cada um. Isto acontece porque, se os tubos estiverem suficientemente próximos, um tubo estará numa zona de gradiente de pressão positivo (e consequentemente turbulenta) do anterior, aumentando assim o coeficiente de convecção. Assim sendo, uma relação para o valor médio do número de Nusselt, sugerida por Zukauskas[36], é:

$$\overline{Nu} = C_1 Re^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (C.29)$$

Em que as propriedades do fluído, exceto Pr_s , são calculadas a uma temperatura que é a média aritmética entre a temperatura de entrada, T_i , e a temperatura de saída, T_o e os valores de C_1 são tabeladas e variam consoante a geometria da matriz de tubos e o número de Reynolds. Esta relação é aplicada para as dadas condições:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_L \geq 20 \\ 0.7 \lesssim Pr \lesssim 500 \\ 10 \lesssim Re \lesssim 2 \cdot 10^6 \end{array} \right. \quad (C.30)$$

Em que N_L é o número de colunas. Desta forma, se a diferença de temperaturas for elevada, esta relação pode resultar em erros significativos. Quando o número de colunas é menor, o coeficiente de convecção diminui também e é tipicamente corrigido da correlação C.29 através de um fator multiplicativo, C_2 :

$$\overline{Nu} \Big|_{(N_L < 20)} = C_2 \overline{Nu} \Big|_{(N_L \geq 20)} \quad (C.31)$$

Apêndice D

Apêndice D

D.1 Módulo de transferência de calor em fluídos

Como descrito na secção 3.1, o *software* contém diferentes módulos que representam vários habituais tipos de modelos. Nestes módulos, as equações que regem a física do problema estão pré-definidas, relacionando as diferentes variáveis físicas do módulo, sendo que grande parte da personalização passa por estabelecer as condições iniciais e fronteira e ainda adicionar alguns elementos para melhor parametrizar o problema.

Desta forma, o primeiro módulo a ser definido foi o de transferência de calor em fluídos (*Heat Transfer in Fluids* no *software*). Este módulo é utilizado quando se quer modelar processos térmicos em fluídos líquidos ou gases, podendo facilmente acoplar processos mecânicos, acústicos ou radiativos a estes processos. É ainda possível personalizar o modelo, incluindo fontes de calor de desde pontuais a tridimensionais. No caso deste estudo, uma das características mais interessantes é poder ser facilmente incluída a mudança de fase do material do meio.

Este módulo resolve uma equação, para todo o domínio abrangido por este, sendo que essa equação faz o balanço energético local do fluído. Para a deduzir, pode-se introduzir um corolário da 1ª Lei da Termodinâmica que dita que as variações de energia cinética ou energia interna do sistema são resultado de forças externas ou de calor:

$$\frac{dE_{\Omega}}{dt} + \frac{dK_{\Omega}}{dt} = P_{ext} + Q_{exch} \quad (D.1)$$

A variação de energia cinética do sistema pode ser relacionada com a potência das forças externas e de tensão:

$$\frac{dK_{\Omega}}{dt} = P_{str} + P_{ext} \quad (D.2)$$

Deste modo, a equação D.1 torna-se:

$$\frac{dE_{\Omega}}{dt} = -P_{str} + Q_{exch} \quad (D.3)$$

A potência da tensão no sistema é dada pela contração (operação de tensores de ordem 2, análoga ao produto interno para vetores) dos tensores tensão de Cauchy, σ , e taxa de deformação, D :

$$P_{str} = \int_{\Omega} (\sigma : D) dV \quad (D.4)$$

O tensor de Cauchy pode ser descrito como a soma entre a tensão hidrostática (simétrico da pressão no sistema, relacionada com alterações do volume) e a tensão de desvio (relacionada com alterações da forma do sistema), τ :

$$\sigma = -p\hat{\mathbf{I}} + \tau \quad (D.5)$$

Assim sendo, temos que:

$$P_{str} = - \int_{\Omega} p (\nabla \cdot \mathbf{v}) dV + \int_{\Omega} (\tau : \nabla \mathbf{v}) dV \quad (D.6)$$

O fluxo de calor por unidade de área trocado pelo sistema pode ser dividido em 3 componentes, uma de condução, uma de radiação e uma terceira de outras fontes de calor:

$$Q_{exch} = - \int_{\partial\Omega} (\mathbf{q} \cdot \mathbf{n}) dS - \int_{\partial\Omega} (\mathbf{q}_r \cdot \mathbf{n}) dS + \int_{\Omega} Q dV \quad (D.7)$$

Juntando as equações D.7 e D.6 em D.3, resulta a seguinte expressão:

$$\int_{\Omega} \rho \frac{dE}{dt} dV + \int_{\partial\Omega} (\mathbf{q} \cdot \mathbf{n}) dS + \int_{\partial\Omega} (\mathbf{q}_r \cdot \mathbf{n}) dS = - \int_{\Omega} (\sigma : D) dV + \int_{\Omega} Q dV \quad (D.8)$$

Se passarmos para uma forma localizada e aplicando o teorema da divergência:

$$\rho \frac{dE}{dt} + \nabla \cdot (\mathbf{q} + \mathbf{q}_r) = -(\sigma : D) + Q \quad (D.9)$$

A equação D.9 é a equação da qual parte a descrição do sistema que este módulo do *software* descreve. No entanto, esta equação pode ser apresentada de outra forma. Existem 2 referenciais para descrever o sistema, que podem (ou não) utilizar o mesmo sistema de coordenadas.

O primeiro referencial, no qual está escrita a equação D.9, é o referencial que acompanha o movimento das partículas que constituem o material - referencial material. Este é preferível em sólidos, em que a posição das partículas é praticamente fixa e as propriedades físicas (que podem ser anisotrópicas) são então independentes da posição/configuração das partículas do material. Em fluídos é mais conveniente usar o referencial espacial. Neste, o referencial está fixo em determinadas coordenadas espaciais e as propriedades físicas são calculadas em pontos do espaço e não propriamente em regiões/partículas do material. É então mais conveniente, neste caso, usar o referencial espacial, na qual a equação D.9 transforma-se em:

$$\rho \frac{dE}{dt} + \rho \mathbf{v} \cdot \nabla E + \nabla \cdot (\mathbf{q} + \mathbf{q}_r) = -(\boldsymbol{\sigma} : \mathbf{D}) + Q \quad (\text{D.10})$$

A equação D.10 difere da anterior na medida em que é possível verificar um termo extra (segundo termo do 1º membro da equação) que não aparecia na anterior. Este termo resulta da passagem do referencial material para o referencial espacial. No referencial material, a energia em cada passo temporal é calculada em volumes infinitesimais de material enquanto que no referencial espacial a energia é calculada em regiões do espaço, pelo que este termo extra está relacionado com processos convectivos. O calor transferido para o sistema (em determinada fase do material) pode é proporcional então à variação da temperatura, pelo que:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T \right) + \nabla \cdot (\mathbf{q} + \mathbf{q}_r) = \alpha_p T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla p \right) + \boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{v} + Q \quad (\text{D.11})$$

O segundo membro da equação compreende 2 termos resultantes de processos mecânicos: o primeiro (equação D.12) corresponde a calor resultante de variações de pressão e o segundo (equação D.13) resulta de dissipação viscosa do material.

$$Q_p = \alpha_p T \left(\frac{dp}{dt} + \mathbf{v} \cdot \nabla p \right) \quad (\text{D.12})$$

$$Q_{vd} = \boldsymbol{\tau} : \nabla \mathbf{v} \quad (\text{D.13})$$

Resta agora considerar o problema descrito para o caso de existirem mudanças de fase nos materiais do problema, dentro do intervalo de temperaturas a que se trabalha. Neste caso, em vez de se considerar que a transição de fase se dá a uma determinada temperatura fixa, à qual se liberta uma determinada quantidade de calor latente e as propriedades do material sofrem uma transição abrupta, considera-se um intervalo de temperaturas no qual se dá a transição e, desta forma, evitam-se transições abruptas de variáveis do problema que podem levar a problemas

de convergência. Sendo assim, se a temperatura T_{pc} for a temperatura de transição, dado o intervalo de transição ΔT , o modelo considera que a transição dá-se entre $T_{pc} - \Delta T/2$ e $T_{pc} + \Delta T/2$. É definida uma nova variável, θ , que representa a fracção de material na 1ª fase, ou seja, toma valor unitário antes da transição e valor nulo após a transição. Dentro do intervalo de transição, a função θ sofre um decréscimo suave. As propriedades (densidade, condutividade térmica e entalpia) do material são então:

$$\begin{cases} \rho = \theta \rho_1 + (1 - \theta) \rho_2 \\ k = \theta k_1 + (1 - \theta) k_2 \\ H = \frac{1}{\rho} (\theta \rho_1 H_1 + (1 - \theta) \rho_2 H_2) \end{cases} \quad (D.14)$$

O calor latente é introduzido na expressão do calor específico com recurso a outro parâmetro definido como fracção mássica, α_m , definida como:

$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{(1 - \theta) \rho_2 - \theta \rho_1}{\theta \rho_1 + (1 - \theta) \rho_2} \quad (D.15)$$

A fracção mássica toma valor $-1/2$ antes da mudança de fase e $1/2$ depois da mudança de fase. O calor específico torna-se então:

$$C_p = \frac{1}{\rho} (\theta \rho_1 C_{p1} + (1 - \theta) \rho_2 C_{p2}) + L \frac{\partial \alpha_m}{\partial T} \quad (D.16)$$

De tal forma que:

$$L \int_{T_{pc} - \frac{\Delta T}{2}}^{T_{pc} + \frac{\Delta T}{2}} \frac{\partial \alpha_m}{\partial T} dT = L \quad (D.17)$$

Ou seja, a energia latente transferida para o sistema durante a transição de fase é precisamente L . No caso ideal, em que $\Delta T \approx 0$, a variável $(1 - \theta)$ é uma função de Heaviside e $\frac{\partial \alpha_m}{\partial T}$ é um impulso de Dirac.

Dada a postulação matemática do problema, segue-se a definição de determinadas condições iniciais e fronteira que definem completamente o problema fisicamente. Neste caso, foram estas as condições definidas:

- **Condições iniciais mecânicas:** por condições mecânicas entende-se a pressão absoluta do sistema, o campo de velocidades do fluido e a temperatura de referência para o cálculo de pequenas deformações (*strain*);
- **Temperatura inicial:** temperatura inicial do domínio;

- **Regiões de isolamento térmico:** fronteiras através das quais não existe troca de calor;
- **Fluxo de calor:** especificação do fluxo de calor, descrito em 3.5.3;
- **Fronteira aberta:** fronteira através da qual existe fluxo de calor para o exterior ou para o interior do domínio, com uma determinada temperatura do exterior, T_0 ;
- **Transição de fase:** nesta secção especifica-se qual a fase (adicionando outro material) para a qual o material do domínio pode transitar, bem como alguns parâmetros desta transição - calor latente, variação de temperatura ao longo da transição e temperatura à qual se dá a transição.

O módulo de transferência de calor em fluidos é usado para modelar termicamente a água de carga do tanque (na qual se define a transição de fase) e para modelar também a água glicolada dentro do tubo - neste caso, o módulo de transferência de calor está acoplado ao módulo de escoamento laminar, sendo que as equações de ambos são resolvidas conjuntamente.

D.2 Módulo de escoamento laminar

O módulo de escoamento laminar reúne as equações que governam o escoamento do fluido refrigerador ao longo do permutador de calor. Neste, são resolvidas em conjunto as equações de Navier-Stokes, para o tipo de escoamento pretendido, juntamente com equações de continuidade e balanço energético (do módulo de transferência de calor).

Simulações de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) tipicamente requerem bastante memória dado que, neste tipo de problemas, o número de graus de liberdade é tipicamente bastante elevado - a grelha de simulação deve ser densa para evitar uma correta convergência e o número de variáveis a resolver por célula de simulação é elevado. Se o regime de escoamento for turbulento, dependendo do modelo de turbulência utilizado, o número de variáveis a resolver por célula pode tornar-se ainda mais elevado. Por esse motivo, dado os recursos computacionais serem relativamente limitados, foi decidido começar por usar modelos em regime de escoamento laminar.

O módulo de escoamento laminar resolve um conjunto de 3 equações: Navier-Stokes, conservação de massa e conservação de energia térmica (esta última é acoplada ao módulo de transferência de calor). A equação de conservação de massa (ou continuidade) é simples:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (\text{D.18})$$

A equação de Navier-Stokes, num fluido Newtoniano, é dada, na sua forma mais geral, por:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{F} \quad (\text{D.19})$$

A diferença entre os casos da equação de Navier-Stokes (fluido compressível e incompressível) baseia-se no simples facto de que, no caso do fluido incompressível, a densidade é assumida como constante. Assim sendo, a equação D.18 fica:

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (\text{D.20})$$

Na equação D.5, é introduzida a tensão de Cauchy, na qual se compreende a tensão de desvio, já referida na secção anterior. Esta tensão é proporcional a viscosidade dinâmica do fluido, μ :

$$\boldsymbol{\tau} = 2\mu \left(\mathbf{D} - \frac{1}{3} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right) \quad (\text{D.21})$$

O tensor taxa de deformação, \mathbf{D} , é dado por:

$$\mathbf{D} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T) \quad (\text{D.22})$$

Pelo que a tensão de desvio fica:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right) \quad (\text{D.23})$$

Finalmente, a equação de Navier-Stokes para um fluido incompressível é dada por, tendo em conta a equação D.20:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) = \nabla \cdot (-p \mathbf{I} + \mu (\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T)) + \mathbf{F} \quad (\text{D.24})$$

Para o fluido compressível, a equação tem mais um termo e é dado por:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) = \nabla \cdot \left(-p \mathbf{I} + \mu \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right) \right) + \mathbf{F} \quad (\text{D.25})$$

No modelo aqui descrito, a aproximação de fluido incompressível é suficiente: a variação de temperatura em todo o sistema é pequena o suficiente para a aproximação de densidade constante ser válida. Pelo que a equação de Navier-Stokes utilizada no modelo é a equação D.24.

Tal como no módulo descrito anteriormente, devem também ser definidas algumas condições fronteira e condições iniciais para a completa definição do problema. Assim sendo, definiu-se no *software*:

- **Propriedades do fluido:** deve definir-se a temperatura de referência para o cálculo de pequenas deformações, tal como na secção anterior;
- **Condições iniciais:** as componentes espaciais da velocidade e a pressão absoluta são introduzidas;
- **Parede:** aqui especifica-se quais as regiões fronteira (parede) em que se dá o escoamento do fluido e qual (ou quais) as condições matemáticas que as definem. Por exemplo, para o caso de uma parede que permita deslize, as condições matemáticas deste caso não permitem velocidade com componente normal diferente de zero enquanto para a condição de não deslizamento, a velocidade é truncada a zero em todas as suas componentes;
- **Entrada:** definição das condições fronteira na entrada de fluido, especificando o campo de velocidades, pressão de entrada, velocidade média ou fluxo de massa de fluido. Foi utilizada a definição de velocidade média do fluxo laminar no plano de entrada;
- **Saída:** definições equivalentes às condições fronteira de entrada, neste caso no plano de saída. Utilizou-se a definição da pressão no plano de saída.

Este módulo é aplicado a toda a água glicolada que circula dentro do permutador de calor, sendo que as definições de entrada e saída aplicam-se nos planos de entrada e saída dos coletores do permutador.

Bibliografia

- [1] Calmac, “Energy storage newsletter,” <http://www.calmac.com/energy-storage-newsletter>, data de acesso: 2016/11/03.
- [2] Evapco, “Thermal ice storage,” http://www.evapco.com/products/thermal_ice_storage.
- [3] P. Products, “Encapsulated pcm products,” http://www.pcmproducts.net/Encapsulated_PCMS.htm (), data de acesso: 2016/11/03.
- [4] I. E. I. Bear, “Ice energy - ice bear,” <https://www.ice-energy.com/>, data de acesso: 2016/11/03.
- [5] Climaespaço, “Climaespaço,” http://www.climaespaco.pt/duplo_rede.htm, data de acesso: 2017/08/11.
- [6] MEGlobal, *Ethylene Glycol - Product Guide*, Tech. Rep. (MEGlobal, 2009).
- [7] T. L. Bergman, F. P. Incropera, D. P. DeWitt, and A. S. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer* (John Wiley & Sons, 2011).
- [8] Grundfos, “Grundfos,” <http://pt.grundfos.com/>, data de acesso: 2017/05/02.
- [9] S. Hasnain, *Energy conversion and management* **39**, 1139 (1998).
- [10] E. S. Universal, “Origens da eletricidade,” <http://www.edpsu.pt/pt/origemdaenergia/Pages/OrigensdaEnergia.aspx> (), data de acesso: 2017/01/03.
- [11] E. Vine, *Energy Policy* **33**, 691 (2005).
- [12] E. S. Universal, “Tarifas de alta tensão,” <https://www.edpsu.pt/pt/tarifasehorarios/Pages/TarifaAT.aspx> (), data de acesso: 2017/01/03.
- [13] Y. Yau and B. Rismanchi, *Renewable and sustainable energy reviews* **16**, 787 (2012).

- [14] REN, “Ren dados técnicos 2016,” <http://www.centrodeinformacao.ren.pt/PT/InformacaoTecnica/DadosTecnicos/REN%20Dados%20T%C3%A9cnicos%202016.pdf>, data de acesso: 2017/08/10.
- [15] M. Karim, *Applied Thermal Engineering* **31**, 1853 (2011).
- [16] I. Dincer and M. Rosen, *Thermal energy storage: systems and applications* (John Wiley & Sons, 2002).
- [17] M. Grozdek, B. Halasz, T. Ćurko, and V. Soldo, in *3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transport Processes of Refrigeration, Boulder, CO, 2009* (2009).
- [18] B. Halasz, M. Grozdek, and V. Soldo, *International journal of refrigeration* **32**, 1323 (2009).
- [19] O. T. Products, “Ice bank,” <http://www.omegathermoproducts.nl/en/products/engineered-products/ice-bank/> (), data de acesso: 2016/11/03.
- [20] Y. Dutil, D. R. Rousse, N. B. Salah, and S. Lassue, .
- [21] Y. Wang, Y. Zhang, W. Yang, and H. Ji, *Energy Technology* **3**, 84 (2015).
- [22] S. Finer, A. Cleland, and S. Lovatt, *International journal of refrigeration* **16**, 312 (1993).
- [23] A. Lopez and G. Lacarra, *International journal of refrigeration* **22**, 650 (1999).
- [24] M. Grozdek, B. Halasz, and T. Ćurko, *International journal of refrigeration* **33**, 1657 (2010).
- [25] B. A. Company, “Baltimore aircoil company,” <http://www.baltimoreaircoil.com/>, data de acesso: 2016/11/03.
- [26] C. Multiphysics, “The comsol multiphysics user’s guide,” <http://people.ee.ethz.ch/~fieldcom/pps-comsol/documents/User%20Guide/COMSOLMultiphysicsUsersGuide.pdf>.
- [27] C. Multiphysics, “The finite element method (fem),” <https://www.comsol.com/multiphysics/finite-element-method>, data de acesso: 2017/02/28.
- [28] J. Donea and A. Huerta, *Finite element methods for flow problems* (John Wiley & Sons, 2003).
- [29] R. Cates, “Ice thermal storage coil systems and methods,” (2000), uS Patent 6,101,821.
- [30] W. Bradley, R. Merrill, and G. Shriver, “Ice-on-coil thermal storage apparatus and method,” (2001), uS Patent 6,178,770.

-
- [31] G. K. Batchelor, *An introduction to fluid dynamics* (Cambridge university press, 2000).
- [32] Arduino, "Arduino - introduction," <https://www.arduino.cc/en/Guide/Introduction> (), data de acesso: 2017/06/06.
- [33] Arduino, "Arduino duemilanove," <https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardDuemilanove> (), data de acesso: 2017/06/06.
- [34] "Node.js tutorial," <https://www.w3schools.com/nodejs/>, data de acesso: 2017/06/13.
- [35] "Mysql documentation," <https://dev.mysql.com/doc/>, data de acesso: 2017/07/03.
- [36] A. Žukauskas, *Advances in heat transfer* **8**, 93 (1972).